



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# HLUK A VIBRACE ROOTSOVÝCH DMYCHADEL

NOISE AND VIBRATIONS OF ROOTS BLOWERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. MARTIN SMRČEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PAVEL ŠVANCARA, Ph.D.

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Martin Smrček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Hluk a vibrace rootsových dmychadel**

v anglickém jazyce:

### **Noise and vibrations of roots blowers**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce bude zpracována ve spolupráci se společností KUBÍČEK VHS, která se specializuje na produkci rootsových dmychadel a dmychadlových soustrojí využívaných ve velmi širokém spektru oborů – od průmyslu až po zemědělství, nebo potravinářství a stavebnictví. Úroveň hluku a vibrací těchto dmychadel je dnes jedním z limitujících faktorů pro uplatnění výrobku na trhu. Cílem diplomové práce bude s využitím metody konečných prvků vytvořit výpočtové modely pro analýzu přenosového útlumu tlumiče výtlaku dmychadla a analýzu vibrací a hluku skříně a ložiskových těles.

Cíle diplomové práce:

- 1) Na základě literatury vypracujte stručný přehled výpočtových metod pro řešení hluku a vibrací v nízkofrekvenční oblasti a proveďte rozbor jednotlivých zdrojů hluku u daného typu dmychadla.
- 2) Vytvoření konečněprvkového (MKP) modelu aktuálně používaného tlumiče výtlaku.
- 3) Výpočet přenosového útlumu zvuku tlumičem a analýza vlivu změny parametrů tlumiče na přenosový útlum.
- 4) Vytvoření MKP modelu skříně a ložiskových těles dmychadla a výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů.
- 5) Výpočet šíření vibrací skříní a ložiskovými tělesy dmychadla a výpočet vyzařovaného hluku.

Seznam odborné literatury:

- [1] Nový, R.: Hluk a chvění, Vydavatelství ČVUT Praha, 1995
- [2] Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L.: The Finite Element Method, Butterworth-Heineman, Oxford, 2000
- [3] Rossin, T. D. editor: Springer Handbook of Acoustics, Springer, Würzburg, Germany, 2007

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Švancara, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.10.2014

L.S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá šířením hluku v krytu soustrojí dmyhadla, vibracemi samotného dmyhadla, vlivem tvaru geometrie jednotlivých částí dmyhadla a návrhem vhodného tlumiče výtlaku za účelem dosažení co nejvyššího útlumu.

Analýza dmyhadla a tlumiče výtlaku byla prováděna metodou konečných prvků simulačním programem ANSYS 15.0

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Rootsovo dmyhadlo, vibrace, hluk, absorpční tlumič, metoda konečných prvků

## **ABSTRACT**

This thesis is concerned with the spread of noise in the housing sets blowers, blower vibration, due to the shape of the geometry of the individual parts of the blower and the design of a suitable discharge muffler in order to achieve the highest possible attenuation.

Analysis blower and silencer discharge was conducted using the finite element simulation ANSYS 15.0

## **KEYWORDS**

Roots, blower, vibration, noise, absorption muffler, finite element method



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SMRČEK, M. *Hluk a vibrace rootsových dmychadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. PAVEL ŠVANCARA, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. PAVEL ŠVANCARA, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2015

.....

Jméno a přímení



## **PODĚKOVÁNÍ**

Velmi děkuji Ing. PAVLU ŠVANCAROVÍ, Ph.D za velké množství času, který věnoval konzultacím a odborné rady při tvorbě této diplomové práce. Také děkuji svým babičkám za psychickou podporu a svému otci za finanční podporu při studiu.





## OBSAH

Úvod .....	11
1 Teorie vibrací a hluku .....	12
1.1 Vliv hluku na lidský organismus .....	12
1.2 Hluk a zvuk .....	12
1.3 Základní vztahy určující zvuk .....	12
1.3.1 Akustický tlak .....	13
1.3.2 Akustická rychlost .....	14
1.3.3 Rychlost šíření zvuku .....	14
1.3.4 Vlnová délka .....	14
1.3.5 Vlnová rovnice .....	15
1.3.6 Intenzita zvuku .....	15
1.3.7 Akustický výkon .....	16
1.3.8 Hladiny akustických veličin .....	17
2 Hluk a vibrace rootsových dmychadel .....	20
2.1 Princip funkce rootsova dmychadla .....	20
2.2 Zdroje hluku Rootsova dmychadla a jejich rozdělení .....	20
2.3 Rozdělení hluku .....	21
2.3.1 Hluk vznikající mechanickými vlivy .....	21
2.3.2 Hluk vznikající aerodynamickými vlivy .....	27
3 Výpočtové metody pro řešení hluku a vibrací .....	32
3.1 Deterministické modely .....	32
3.2 Metody řešení vibro-akustických systémů .....	33
3.2.1 Model akustického subsystému – metoda konečných prvků (MKP) .....	33
3.2.2 Metoda hraničních prvků .....	34
4 Tlumič hluku .....	37
4.1 Rozdělení tlumičů hluku .....	37
4.1.1 Absorpční tlumič .....	37
4.1.2 Reflexní tlumič .....	38
4.2 Současný typ tlumiče dmychadla 3D28C .....	38
4.3 Návrh tlumiče výtlaku s lepší absorpcí .....	42
4.3.1 Tlumič výtlaku Varianta č.1 .....	42
4.3.2 Tlumič výtlaku - varianta č.2 .....	44
4.3.3 Tlumič výtlaku - varianta č.3 .....	46
4.3.4 Tlumič výtlaku - varianta č.4 .....	47
4.4 Shrnutí výsledků tlumiče výtlaku .....	49



5	Skříň dmyhadla .....	51
5.1	Modální analýza dmyhadla .....	51
5.2	Harmonická analýza dmyhadla .....	63
5.3	Vyzařování hluku – harmonická analýza.....	69
5.4	Porovnání simulace s experimentálním měřením .....	80
6	Protihlukové kryty .....	84
	Závěr.....	85
	Použité informační zdroje.....	87
	Seznam použitých zkratek a symbolů .....	89



## ÚVOD

Diplomová práce vznikla ve spolupráci s firmou Kubíček VHS s.r.o. Společnost Kubíček VHS je jako jediná v České Republice zaměřená na výrobu rootsových dmychadel a dmychadlových soustrojí. Dmychadla a soustrojí dmychadel jsou využívána v širokém spektru oborů jako např. v čistírnách odpadních vod, úpravny pitných vod, v zemědělství pro dojící linky, tak i v potravinářství, stavebnictví a v řadě dalších odvětví.

Tyto točivé stroje, díky stlačování a následné expanzi vzduchu, vydávají značný hluk někdy i daleko přes hranici 80 dB, a proto je potřeba tento problém řešit, jakým způsobem snížit hluk vyzařovaný tímto zařízením.

Protože jsou v dnešní době kladeny neustále vyšší nároky na hygienické předpisy v oblasti hluku, tak i dmychadla musí splňovat určité požadavky pro bezproblémový provoz. Někdy bývá hluk klíčovým parametrem při výběru zařízení mezi konkurencí a právě firmou Kubíček VHS.

Jelikož jsou některé čistírny vod postaveny jako poměrně malé budovy, má to následek ten, že se musí použít pro zdejší aplikaci dmychadlo kompaktních rozměrů. Pro dosažení požadovaného výkonu u menších dmychadel se musí použít vysokých otáček, a tím roste hladina vyzařovaného hluku.

Cílem této práce je s využitím metody konečných prvků vytvořit výpočtové modely pro analýzu přenosového útlumu tlumiče výtlaku dmychadla a analýzu vibrací a hluku skříně a ložiskových těles.

Pro vytvoření výpočtových modelů je použit software ANSYS 15.

Téma diplomové práce vzniklo na základě požadavků firmy Kubíček VHS, která chce zvýšit zájem o svá dmychadla na trhu mezi konkurencí, snížením hladiny hluku vzniklého provozem těchto zařízení. Zároveň tato práce sjednocuje poznatky ohledně řešení hluku a vibrací rootsových dmychadel, protože doposud nebyla provedena žádná komplexní práce na toto téma.



# 1 TEORIE VIBRACÍ A HLUKU

Každé strojní zařízení při svém provozu generuje nežádoucí vibrace a hluk, které mají negativní vliv nejen na komfort člověka, ale také životnost daného zařízení. U obráběcích strojů mohou mít vibrace také vliv na přesnost výrobků. Z těchto důvodů v dnešní době usilujeme o jejich potlačení.

## 1.1 VLIV HLUKU NA LIDSKÝ ORGANISMUS

Člověk vnímá hluk především prostřednictvím sluchového orgánu – ucha, k němuž doputuje vzduchem. Hluk může způsobit i chvění kostí, především na lebce člověka a tím vyvolat sluchové podráždění. Vedení hluku kostmi připomíná vedení hluku konstrukcemi uvažovaného zařízení. Základní otázkou ochrany sluchu člověka je stanovení přípustných mezí intenzity hluku, které by vyhovovaly organismu člověka a jeho činnosti.

## 1.2 HLUK A ZVUK

Vnímání toho, co slyšíme, rozdělujeme na zvuk a hluk. Zvukem se rozumí např. běžný hovor, hudební projev, který neovlivňuje negativně člověka a je vnímán jako příjemný. Člověk je schopen vnímat rozsah přibližně 16 Hz až 20 kHz, s tím, že frekvence řeči se pohybuje do 10 kHz a pro srozumitelnost řeči postačuje frekvence v oblasti 1-3 kHz. Jednotka Hertz (Hz) představuje počet změn tlaku za sekundu. Zvukem se také rozumí mechanické vlnění pružného prostředí, ať už plynného či kapalného. Existují tři frekvenční pásma:

- **Infrazvuk** – frekvence pod spodní hranicí slyšitelnosti člověka, nižší než 16 Hz
- **Slyšitelné pásmo** – slyšitelné pásmo člověka, frekvence mezi 16 Hz – 20 kHz
- **Ultrazvuk** – frekvence nad horní hranicí slyšitelnosti člověka, vyšší než 20 kHz

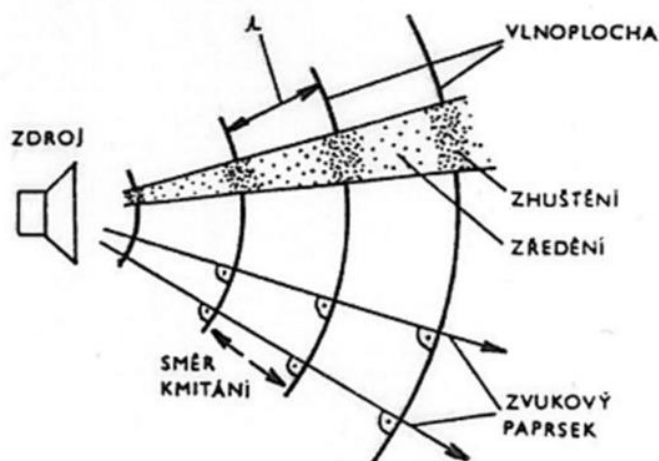
Hlukem se rozumí zvuky, které jsou pro člověka nežádoucí, protože způsobují nepříjemné, rušivé, někdy až škodlivé účinky a někdy mohou vést až k zdravotním, psychickým, společenským a hospodářským následkům. Hluk je vnímán subjektivně každým člověkem jinak. [8,9,11]

## 1.3 ZÁKLADNÍ VZTAHY URČUJÍCÍ ZVUK

Zvuk se ve vzduchu i v jiných prostředích šíří od zdroje jako akustické vlny a jejich směr šíření určují zvukové paprsky, kolmé k vlnoploše. Akustické vlnění, přenášející současně akustickou energii, se projevuje v daném prostředí změnami některých veličin, určujících stav prostředí. Jedná se o kmitání částic prostředí kolem rovnovážné polohy, střídavé zhušťování a zředování a s tím související změny tlaku nebo vnitřních napětí, postupné přenášení rozruchu na sousední



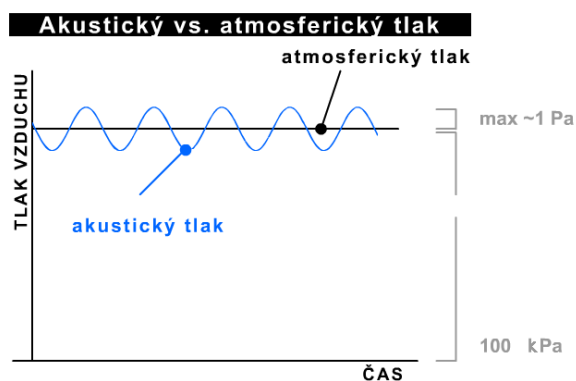
částice atd. Určující veličiny závisí na místě pozorování (měření) v prostoru, na čase, intenzitě akustického jevu apod.



Obrázek 1 - Vlnění v pružném prostředí [9]

### 1.3.1 AKUSTICKÝ TLAK

Při šíření vlnění v bodové řadě v daném časovém okamžiku lze najít místa, kde dochází ke shluku většího počtu kmitajících bodů a také místa, kde je menší hustota molekul. Tomuto jevu odpovídají v tekutinách místa přetlaku a podtlaku. Tyto změny mají vliv na změnu celkového statického tlaku vzduchu. Celkový statický tlak můžeme chápat jako součet atmosférického a akustického tlaku viz *Obrázek 2*. Hodnota atmosférického tlaku se pohybuje okolo 100 000 Pa, kdežto hodnotu akustického tlaku dokáže zdravé lidské ucho vnímat už od  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa.



Obrázek 2 - Znázornění akustického tlaku [10]

Průběh akustického tlaku odpovídá s průběhem akustické výchylky nebo akustické rychlosti, pokud budeme uvažovat matematický zápis. Průběh akustického tlaku pro harmonický signál lze zapsat matematicky takto:



$$p(t) = p_a \cos(\omega t + \varphi) = p_a \cos(2\pi f t + \varphi) \quad (1.1)$$

Kde:  $p_a$  – amplituda akustického tlaku

$\varphi$  – fázový posun

Efektivní hodnota akustického tlaku je pak:

$$p_e = \frac{p_a}{\sqrt{2}} \quad (1.2)$$

### 1.3.2 AKUSTICKÁ RYCHLOST

Udává rychlost kmitání částic prostředí (vzduchu) kolem klidové (rovnovážné) polohy. Používá se nejčastěji efektivní hodnoty a je vyjádřena v m/s. Poměr mezi akustickým tlakem  $p$  [N/m<sup>2</sup>] a akustickou rychlostí  $v$  [m/s] je pro rovinnou vlnu stálý a závisí na konstantách prostředí podle vztahu [6]:

$$\frac{p}{v} = \text{konst} = \rho_0 c \quad (1.3)$$

### 1.3.3 RYCHLOST ŠÍŘENÍ ZVUKU

Rychlost šíření zvuku určuje, jakou dráhu urazí zvukový rozruch od místa pozorování za 1 s času ve směru zvukového paprsku. Pro plyny a jiné materiály je charakteristickou konstantou, která se mění s teplotou a složením vzduchu (např. vlhkostí). Pro různé teploty je  $c$  [m/s] dána vztahem [6]:

$$c = 331,6 \sqrt{1 + \frac{\vartheta}{273}} \quad (1.4)$$

kde:  $\vartheta$  – teplota vzduchu [°C]

Technická praxe uvádí menší významnost změny rychlosti šíření zvuku, ale v našem případě u rootsových dmychadel může jít o podstatnou změnu, protože rozdíl teplot může dosahovat až 120 °C při běhu stroje nezatíženém v porovnání se zatíženým na plný výkon.

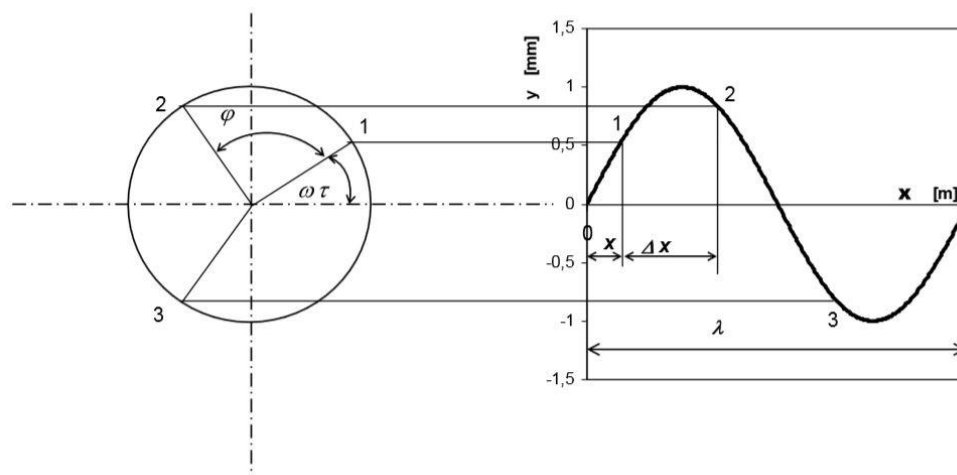
### 1.3.4 VLNOVÁ DÉLKA

Vlnovou délku můžeme vyjádřit vztahem:

$$\lambda = \frac{c}{f} = cT \quad (1.5)$$

Kde:  $f$  – frekvence vlnění [Hz]

$T$  – perioda vlnění



Obrázek 3- Akustická výchylka jako funkce vzdálenosti [11]

### 1.3.5 VLNOVÁ ROVNICE

Vlnová rovnice popisuje průběh akustického tlaku v závislosti na prostoru a času. Obvykle se zapisuje v pravoúhlém souřadném systému ve tvaru [6]:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1.6)$$

Kde:  $p$  - je okamžitý akustický tlak,

$x, y, z$  – souřadnice

$t$  – čas,

$c$  – rychlost zvuku v prostředí.

Vlnová rovnice může být sestavena i pro akustickou rychlost nebo výchylku.

### 1.3.6 INTENZITA ZVUKU

O povaze zvukové energie a akustického výkonu zdrojů hluku poskytují podrobnější informace některé veličiny určující intenzitu zvuku a akustický výkon. Ve vlnoplochách šířící se akustická energie rychlostí šíření zvuku a pohybující se ve směru zvukových paprsků. Intenzitu zvuku  $I$  určuje část akustické energie, která se šíří za jednu sekundu akustickými postupnými vlnami plochou  $1 \text{ m}^2$ , postavenou kolmo ke směru šíření zvuku.

Vektor akustické intenzity je časově průměrovaný součin okamžitého akustického tlaku a odpovídající akustické rychlosti [6,9]:



$$\vec{I} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \vec{v}(t) dt \quad [\text{Wm}^{-2}] \quad (1.7)$$

$$I = p_{ef} v_{ef} \quad (1.8)$$

Kde:  $I$  – velikost intenzity zvuku [ $\text{W/m}^2$ ]  
 $p_{ef}$  – efektivní akustický tlak [ $\text{N/m}^2$ ]  
 $v_{ef}$  – efektivní akustická rychlost [ $\text{m/s}$ ]

při použití vztahu (1.3) lze zapsat intenzitu zvuku v upraveném vztahu:

$$I = p v = \frac{p^2}{\rho_0 c} = v^2 \rho_0 c \quad (1.9)$$

Díky těmto vztahům lze zjistit ze snadno měřitelného akustického tlaku údaje o intenzitě, využívané v měřicích metodách a výpočtových postupech. Podstatnou vlastností akustické intenzity je její směrovost, určuje směr šíření akustického vlnění. Akustická intenzita je rovna nule v kolmém směru na vlnění. Akustický tlak je skalární veličinou, proto tuto vlastnost nemá.

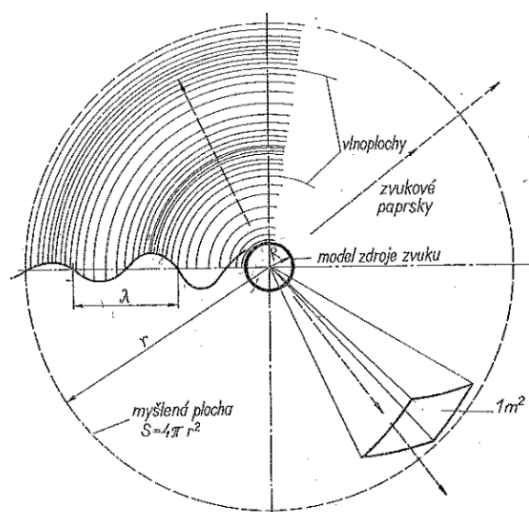
### 1.3.7 AKUSTICKÝ VÝKON

U akustické intenzity se uvažuje šíření akustické energie jednotkovou myšlenou plochou  $1 \text{ m}^2$ . Pokud zdroj zvuku (hluku) obklopí jiná konkrétně myšlená plocha daná svou plochou  $S [\text{m}^2]$ , která zahrnuje celý povrch vlnoplochy. Sečteme jednotlivé intenzity zvuku na této ploše, pak výsledkem je akustický výkon  $P$ , který přenáší akustické vlny z plochy  $S$ . Akustický výkon se zapíše ve tvaru [6]:

$$P = I_{stř} S \quad (1.10)$$

Kde:  $P$  – akustický výkon [ $\text{W}$ ]  
 $I_{stř}$  – průměrná hodnota Intenzity zvuku  
 $S$  – plocha okolo zdroje hluku [ $\text{m}^2$ ]





Obrázek 4 - Určování akustického výkonu zdroje zvuku z intenzity zvuku na myšlené ploše obklopující zdroj [6]

Pokud se intenzita mění na dílčích plochách, tak sčítáme postupně součiny dílčích intenzit a příslušných dílčích ploch. Plocha  $S$  je volena často podle povahy zdroje zvuku nebo hluku.

Akustický výkon se šíří všemi směry viz obrázek 4. Plocha  $S$  je nejvýhodněji zvolena jako myšlená koule o poloměru  $r$  [m]. Kulová plocha je dána vztahem  $S=4\pi r^2$  a akustický výkon při zcela rovnoměrném vyzařování všemi směry je dán jednoduchým výrazem [6,9]:

$$P = I4\pi r^2 \quad (1.11)$$

Akustickým výkonem je definován každý zdroj hluku, jakožto základním parametrem akustického výstupu. Je totiž výhodnější definovat zdroj jeho akustickým výkonem než akustickým tlakem, protože akustický tlak závisí na vnějších faktorech jako třeba vzdálenost od zdroje, na orientaci příjemce, na teplotním a rychlostním gradientu prostředí apod. [6,9]

### 1.3.8 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

#### 1. Hladina intenzity zvuku

Z praxe je zjištěno, že rozdíl akustického tlaku mezi slabým a silným zvukem je přibližně v poměru 1: 1 000 000. Sluchový vjem člověka se nemění lineárně s růstem těchto fyzikálně měřených veličin. Weberův-Fechnerův fyziologický zákon říká, že smyslové vnímání člověka je úměrné logaritmu podmětu. Z tohoto důvodu se používá pro základní akustické veličiny logaritmická míra. Tímto se docílilo lepšího souladu mezi sluchovým vjemem člověka a číselnými hodnotami veličin takto uváděných.

Při použití logaritmické míry pro intenzitu zvuku nebo lépe poměr intenzity zvuku  $I$  k vhodně volené prahové intenzitě  $I_0$ , můžeme definovat hladinu intenzity zvuku podle vztahu [6]:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (1.12)$$

Kde:  $L_I$  – hladina intenzity [dB]

$I$  – intenzita zvuku [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$I_0$  – stanovená prahová intenzita zvuku, obvykle  $10^{-12} \text{ W}/\text{m}^2$



Hodnota  $I_0$  je mezinárodně stanovena doporučením ISO a odpovídá dosti dobře nejslabší intenzitě, kterou je lidský sluch schopen vnímat. Zvuk s nižší intenzitou sluch již prakticky nevnímá. Výraz hladina vyjadřuje zejména logaritmickou míru. [6]

## 2. Hladina akustického tlaku

Z již výše zmíněného vztahu (1.9) se může v rovinné vlně intenzita zvuku  $I$  určit z odpovídajícího akustického tlaku  $p$ . Obdobně pro prahovou intenzitu  $I_0$  lze psát:

$$I_0 = \frac{p_0^2}{\rho_0 c} \quad (1.13)$$

Kde:  $p_0$  – nejslabší slyšitelný akustický tlak

Po úpravě vztahu (1.12), může se psát:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{\frac{p^2}{\rho c}}{\frac{p_0^2}{\rho_0 c_0}} = 20 \log \frac{p}{p_0} + 10 \log \frac{\rho_0 c_0}{\rho c} \quad (1.14)$$

Při běžných klimatických podmínkách poslední člen rovnice má hodnotu -0,2 dB, takže vztah můžeme zjednodušit do tvaru [9]:

$$L_I = L_p - 0,2 \cong L_p \quad (1.15)$$

Kde:  $L_p$  – hladina akustického tlaku

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (1.16)$$

Kde:  $p$  – akustický tlak (efektivní hodnota) [N/m<sup>2</sup>]

$p_0$  – referenční akustický tlak ( $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  N/m<sup>2</sup>)

Tato rovnice určuje hladinu akustického tlaku v jednotkách dB. V praxi se hladina akustického tlaku nejsnáze měří, proto je tato veličina jako jedna z nejčastěji používaných, a to i v situacích, kdy akustické vlny nejsou postupné a rovinné.

Každé desetinásobné zvýšení akustického tlaku se projevuje odpovídajícím zvýšením hladiny akustického tlaku o 20 dB.

Pro hodnocení účinků hluku na člověka se hladina akustického tlaku upravuje vřazenými filtry se stanovenými vlastnostmi. Běžně se používají tři druhy váhových filtrů, které upravují citlivost zvukoměru. Váhové filtry jsou značeny písmeny: A, B, C. Tyto filtry různě omezují přínos složek v oblasti pod 250 Hz a nad 4000 Hz k měřeným hladinám. V poslední době se preferuje hladina zvuku A a vyjadřuje se v dB.



### 3. Hladina akustického výkonu

Je stanovena obdobně k akustickému výkonu stejně jak hladina akustické intenzity k akustické intenzitě. Hladina akustického výkonu je dána vztahem [6]:

$$L_P = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (1.17)$$

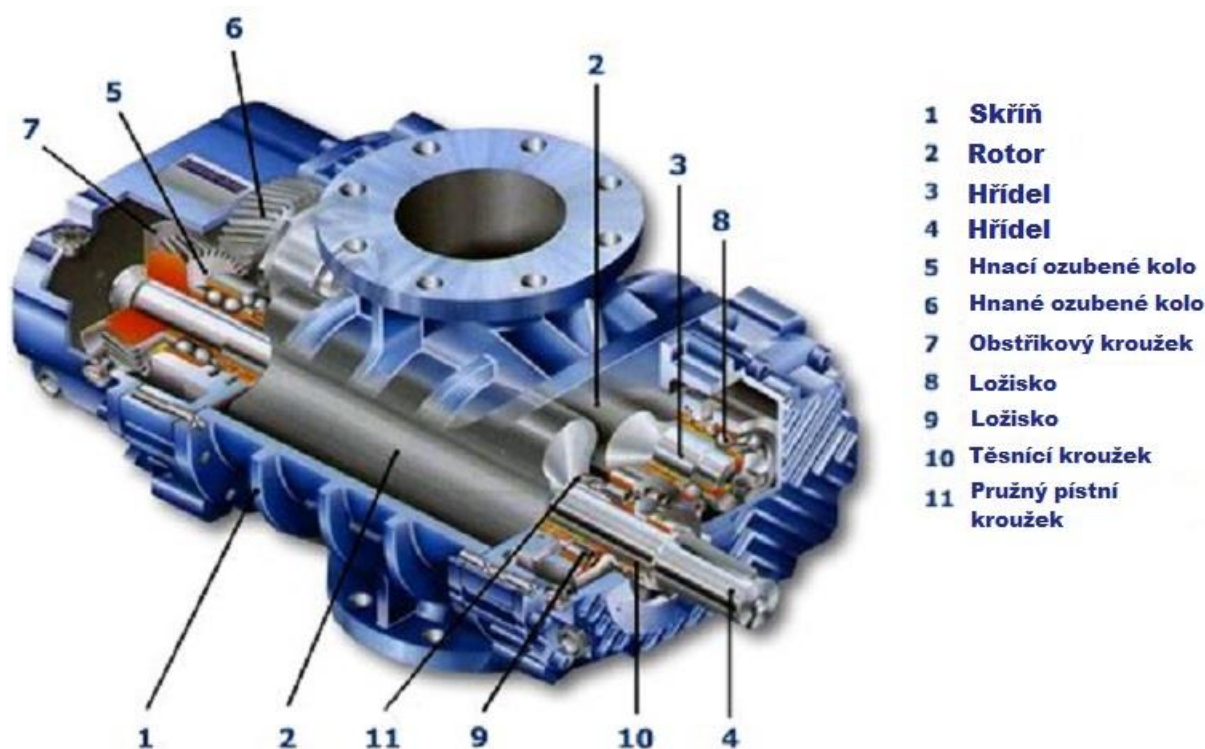
Kde:  $L_P$  – hladina akustického výkonu [dB]

$P$  – akustický výkon [W]

$P_0$  – referenční akustický výkon ( $P_0=10^{-12}$  W)

## 2 HLUK A VIBRACE ROOTSOVÝCH DMYCHADEL

### 2.1 PRINCIP FUNKCE ROOTSOVA DMYCHADLA



Obrázek 5 - Řez rootsovým dmychadlem [2]

Rootsova dmychadla jsou objemová lopatková dmychadla, v kterých dochází k vnější kompresi plynného média pomocí dvou rotorů, které mohou být buď dvou-lopatkové, nebo tří-lopatkové. Tyto rotory jsou uloženy podélně v rovnoběžných osách ve skříni dmychadla a otáčejí se v protisměru. Pohyb lopatek způsobí nasávání média na sací straně zařízení, jeho transport do místa výtlaku a kompresi. Lopatkové rotory se otáčejí bez vzájemného kontaktu, což je zajištěno dvojicí synchronizačních ozubených kol se šikmými zuby. Ozubená kola zajišťují přesnost a plynulost otáčení rotorů, ale také vymezují vůli pro bezdotykové odvalování rotorů, které také není třeba mazat a nemůže proto dojít ke kontaminaci média s olejem [5].

### 2.2 ZDROJE HLUKU ROOTSOVA DMYCHADLA A JEJICH ROZDĚLENÍ

Jako každé zařízení, tak i rootsova dmychadla svým provozem vytváří svůj specifický provozní hluk. Pístové kompresory, rotační dmychadla jako jsou právě rootsova dmychadla a vývěvy mohou přinést velmi vysoké hladiny hluku a pulzací. Hlavním zdrojem hluku u rotačních dmychadel je pulzační kolísání tlaku spojené s kompresí a následnou expanzí. Proto u těchto dmychadel je vyzařován hluk ze sání i výtlaku do atmosféry. Pokud je na sání dmychadla napojené potrubí, hluk může být redukován, ale tlakové výkyvy chodu dmychadla způsobují rozkmitání stěn potrubí, a ty následně vyzařují hluk do okolí. Proto se zpravidla používají pro tyto aplikace silnější stěny součástí, aby nedocházelo k nadměrným vibracím jednotlivých částí soustrojí dmychadla, které následně generují hluk [1].

## 2.3 ROZDĚLENÍ HLUKU

Hluk vznikající u rootsových dmychadel by se dal rozdělit následovně do dvou skupin, které jsou dále podrobněji rozebrány:

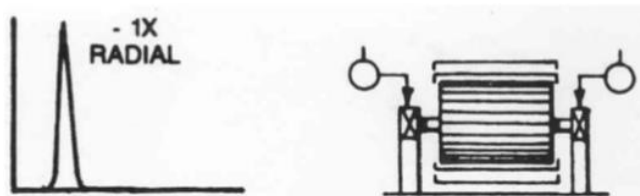
- Aerodynamický hluk
- Mechanický hluk

### 2.3.1 HLUK VZNIKAJÍCÍ MECHANICKÝMI Vlivy

#### Hmotová nevyváženost

Mezi základní operace při montáži, pro bezproblémový chod dmychadla, také patří statické a dynamické vyvažování rotorů a řemenic na dmychadle.

#### Silová nevyváženost

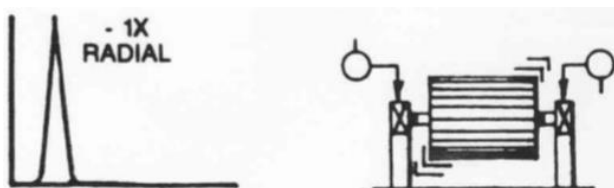


Obrázek 6 – Projev silové nevyváženosti [13]

Silová nevyváženost (posunuté těžiště) se projevuje pohybem se stejnou fází a je ustálená. V důsledku nevyváženosti se bude amplituda zvětšovat s druhou mocninou frekvence pod prvními kritickými otáčkami rotoru (zvýšení otáčkové frekvence  $3x = 9x$  vyšší vibrace). Ve spektru je vždy přítomna

1X (frekvence otáčení) a normálně je dominantní. Lze ji korigovat umístěním pouze jednoho vyvažovacího korekčního závaží v jedné rovině. Přibližně nulový rozdíl fází musí být mezi vibracemi v horizontálním směru na vnějším i vnitřním ložisku, to stejné platí pro vertikální směr. Přibližně rozdíl fází  $90^\circ$  mezi horizontálními a vertikálními vibracemi se obvykle objeví na každém ložisku nevyváženého rotoru ( $\pm 30^\circ$ ) [13].

#### Momentová (dvojitá) nevyváženost

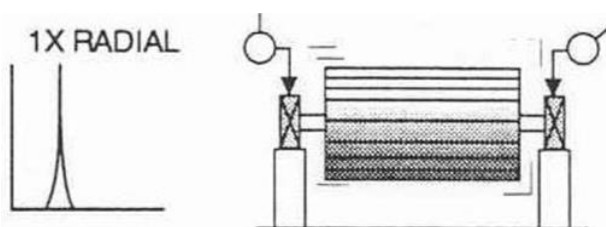


Obrázek 7 – Projev momentové nevyváženosti [13]

Pokud je rotor momentově nevyvážen, projevuje se pohybem  $180^\circ$  mimo fázi (v protifázi). Vždy je přítomna složka 1X a normálně dominuje ve spektru. Amplituda se mění s druhou mocninou otáčkové frekvence pod prvními kritickými otáčkami. Může způsobit vysoké axiální vibrace spolu

s radiálními. Korekce vyžaduje umístění vyvažovacích závaží nejméně ve dvou rovinách. Povšimněte si, že rozdíl fáze má být přibližně  $180^\circ$  mezi horizontálními směry na vnějším a vnitřním ložisku a také mezi vertikálními směry na těchto ložiskách. Dále, přibližně  $90^\circ$  rozdíl fází mezi horizontálními a vertikálními vibracemi se obvykle objeví na každém ložisku ( $\pm 30^\circ$ ) [13].

### Dynamická nevyváženost (obecná nevyváženost)

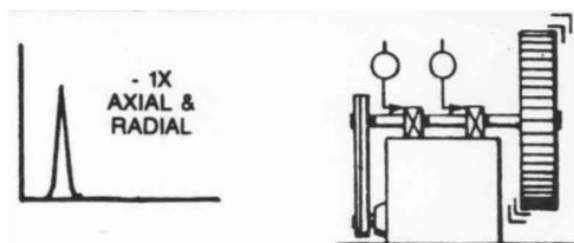


Obrázek 8 – Projev dynamické nevyváženosti [13]

Dynamickou nevyváženost charakterizuje kombinaci silové a momentové nevyváženosti a je dominantním typem nevyváženosti. Ve spektru dominuje složka 1X a pro korigování jsou nutně potřeba dvě roviny. Zde může být fázový rozdíl mezi horizontálními vibracemi na vnějším a vnitřním ložisku jakýkoliv od  $0^\circ$  do  $180^\circ$ .

Rozdíl fází v horizontálním směru má významně souhlasit s rozdílem fází ve vertikálním směru při srovnání měření na vnějším a vnitřním ložisku ( $\pm 30^\circ$ ). Pokud převládá nevyváženost, je zhruba  $90^\circ$  rozdíl fází mezi horizontálními a vertikálními vibracemi na každém ložisku [13].

### Nevyváženost převislého rotoru

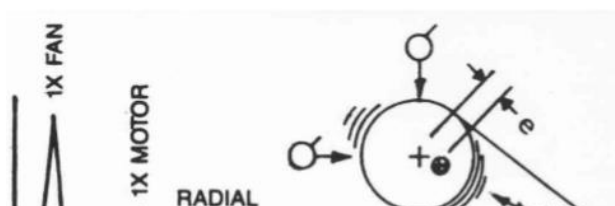


Obrázek 9 – Frekvenční spektrum při nevyváze [13]

Nevyváženost převislého rotoru způsobuje vysoké vibrace se složkou 1X v axiálním i radiálním směru. Axiální hodnoty mají tendenci být ve fázi, zatímco odečet fáze pro radiální směry může být neustálý. Avšak rozdíl fází v horizontálním směru obvykle souhlasí s rozdílem fází ve vertikálním směru ( $\pm 30^\circ$ ). Převíslé rotory mají jak silovou, tak momentovou nevyváženost, které obě budou pravděpodobně vyžadovat korekci. Proto musí

být ve většině případů umístěna korekční závaží ve dvou rovinách pro korigování silové i momentové nevyváženosti.

### Excentrický rotor



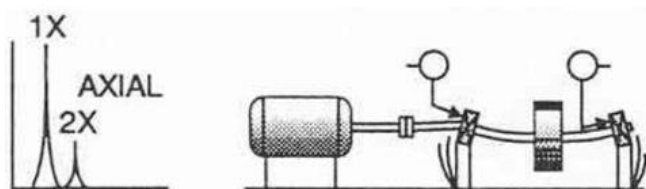
Obrázek 10 – Frekvenční spektrum excentrického rotoru [13]

Excentricita se objeví, když je osa rotace posunuta vůči geometrické ose řemenice, ozubeného kola, ložiska, kotvě motoru atd. Největší vibrace jsou na složce 1X otáček excentrické komponenty ve směru, který vede přes osy obou rotorů. Komparativní odečet fází v horizontálním a vertikálním směru



se liší buď o  $0^\circ$  nebo o  $180^\circ$  (obojí znamená přímočarý pohyb). Pokus o vyvážení excentrických rotorů má obvykle za následek snížení vibrací v jednom radiálním směru, ale zvýšení ve druhém radiálním směru (v závislosti na velikosti excentricity).

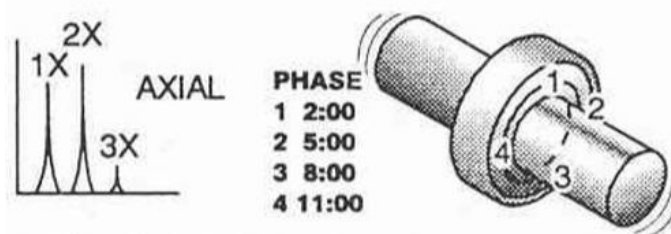
### Ohnutý hřídel



Obrázek 11 – Frekvenční spektrum ohnutého hřídele [13]

Ohnutý hřídel způsobuje velké axiální vibrace, které mají tendenci být v protifázi t.j. o  $180^\circ$  proti sobě na stejné komponentě. Dominantní vibrace se obvykle objeví na složce 1X, pokud je ohyb asi uprostřed, ale na složce 2X, je-li ohyb blízko spojky [13].

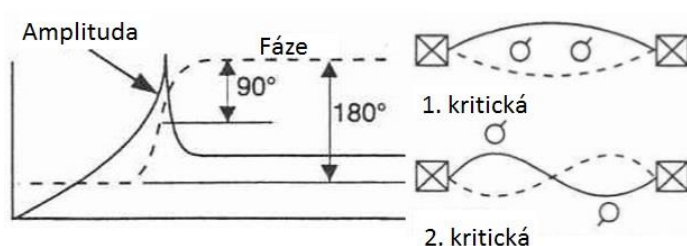
### Nesouosé ložisko, nakřivo na hřídeli



Obrázek 12 – Frekvenční spektrum při nesouososti ložiska na hřídeli [13]

Nesouosé ložisko vytváří výrazné axiální vibrace. Způsobí kroutivý pohyb, u kterého je fázový rozdíl mezi vibracemi nahoře a dole anebo po obou stranách přibližně  $180^\circ$  při měření v axiálním směru na stejném ložiskovém domku. Ložisko obvykle musí být demontováno a nasazeno správně [13].

### Rezonance



Obrázek 13 – Schéma rezonance [13]

Rezonance nastane, když budicí frekvence souhlasí s vlastní frekvencí systému a může způsobit výrazné zvýšení amplitudy rezonančním zesílením, což vede k poruše. Může se jednat o vlastní frekvence rotoru, ale často může být původcem nosný rám, základ, převodovka nebo dokonce i hnací řemeny. Pokud

je rotor v nebo blízko k rezonanci, je téměř nemožné vyvažovat v důsledku velkého fázového posunu, ke kterému dochází ( $90^\circ$  v rezonanci a  $180^\circ$  po průchodu). Často se vyžaduje změna vlastní frekvence směrem do vyšších nebo nižších hodnot. Vlastní frekvence se obvykle nemění se změnou otáčkové frekvence, což napomáhá jejich zjištění (s výjimkou velkých strojů na kluzných ložiskách nebo u rotoru, který má velmi významnou přepislou část) [13].

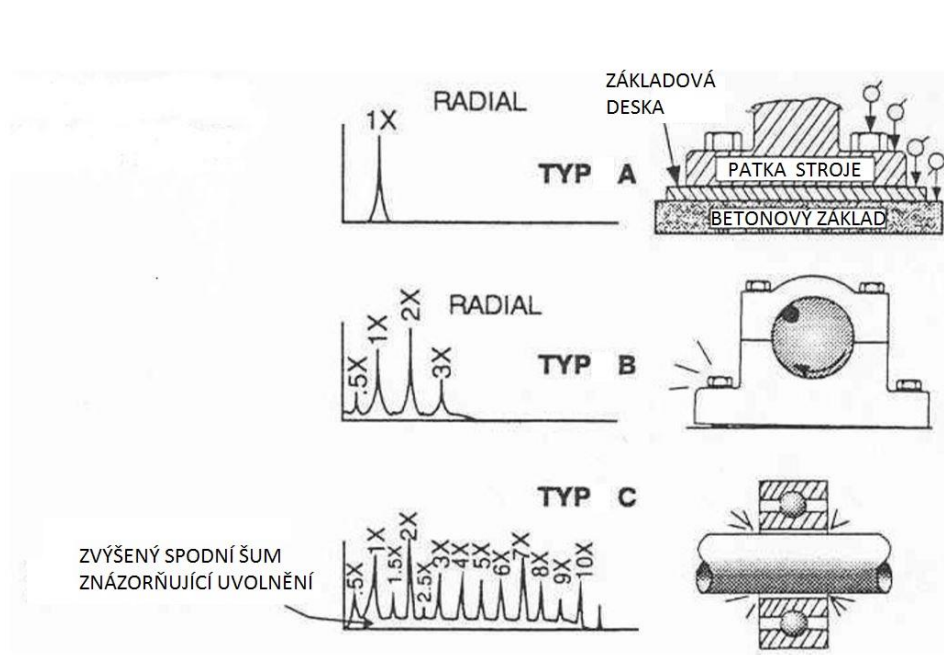
### Mechanické uvolnění

indikováno spektrem typu A, B nebo C



Typ A je způsoben strukturním uvolněním (nebo měkkostí) patek stroje, základového rámu nebo základu. Také zhoršením stavu zálivky, uvolněním základových šroubů v základu a dále deformací základového rámu nebo základu (t.j. tzv. měkká patka). Analýza fáze může odhalit fázový rozdíl  $90^\circ$  až  $180^\circ$  mezi vertikálním měřením na šroubu, patce stroje, základové desce nebo samotném základu [13].

Typ B je obvykle způsoben uvolněním šroubů ložiskového stojanu, trhlinami v konstrukci rámu nebo v ložiskovém stojanu [13].

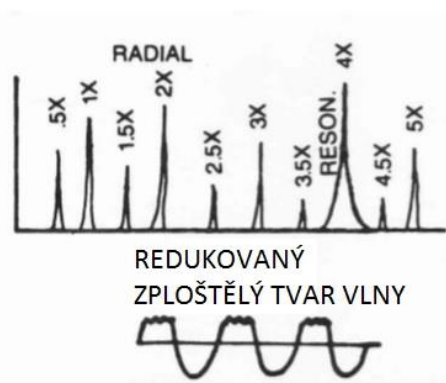


Obrázek 14 – Typy mechanických uvolnění [13]

Typ C je normálně generován nesprávným lícováním mezi komponentami, což může způsobit nelineární odezvu volných částí na dynamické síly od rotoru. Způsobí to ořezanou časovou vlnu a zvýšený práh šumu ve spektru. Typ C je často způsoben uvolněním pouzdra ložiska ve víku, volným a protáčejícím se ložiskem na hřídeli, nadměrnou vůlí, buď v kluzném, nebo valivém ložisku, volným oběžným kolem na hřídeli atd. fáze u typu C je často neustálená a může se silně měnit od jednoho měření ke druhému, zejména tehdy, když se části rotoru posouvají na hřídeli mezi jednotlivými starty. Mechanické uvolnění je často silně směrové a může způsobit, že odečtené radiální hodnoty po  $30^\circ$  po obvodu se silně liší. Mechanické uvolnění rovněž může způsobit sub-harmonické násobky přesně v  $1/2$  nebo  $1/3$  otáček (0.5X, 1.5X, 2.5X atd.) [13].



## Přidírání rotoru

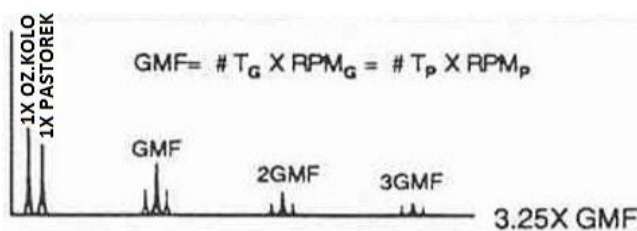


Obrázek 15 – Frekvenční spektrum při přidírání rotorů [13]

rotoru kritickou frekvencí ve směru, který je opačný ke směru otáčení hřídele (nestabilní případ, vede k poruše rotoru) [13].

## Ozubené převody

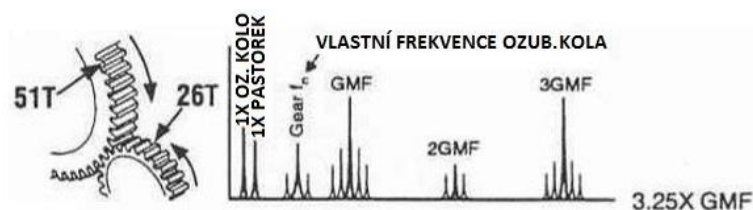
### Normální spektrum



Obrázek 16 – Frekvenční spektrum běžně funkčního stroje [13]

Běžné spektrum zařízení, které je v pořádku, obsahuje otáčkovou frekvenci pastorku i kola spolu s frekvencí záběru zubů (Gear Mesh Frequency - GMF) a velmi malé harmonické násobky GMF. Harmonické násobky GMF obvykle mají postranní pásma s odstupem rovným otáčkové frekvenci. Všechny špičky mají malou amplitudu a nejsou buzeny žádné vlastní frekvence ozubených kol [13].

### Opotřebené zuby

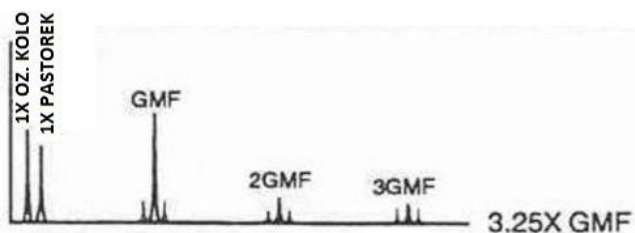


Obrázek 17 – Frekvenční spektrum při opotřebení zubů soukolí [13]

postranních pásem kolem GMF, která mají velkou amplitudu, když je opotřebení znatelné. Postranní pásma mohou být lepším indikátorem než samotné frekvence záběru zubů GMF. Obvykle se také objeví velké amplitudy buď na 2xGMF nebo na 3xGMF (zejména na 3xGMF), i když je amplituda samotné GMF akceptovatelná [13].

Klíčovým indikátorem opotřebení zubů je buzení vlastní frekvence ozubeného kola spolu s postranními pásmy, která mají odstup rovný otáčkové frekvenci poškozeného kola. Frekvence záběru zubů GMF může, ale nemusí změnit amplitudu, i když se obvykle objeví řada

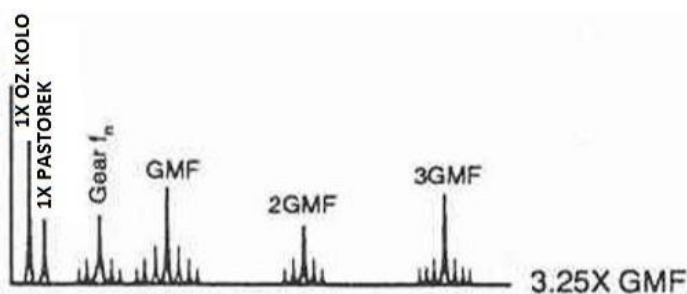
## ZATÍŽENÍ ZUBŮ



Obrázek 18 – Frekvenční spektrum při zatížení zubů [13]

GMF jsou často velmi citlivé na zatížení zubů. Velké amplitudy GMF nezbytně neznamenaají, že existuje problém, zejména pokud postranní pásma zůstávají na malé úrovni a když nejsou buzeny žádné vlastní frekvence kol. Analýza by měla být prováděna tehdy, když má systém maximální provozní zatížení, aby bylo možné provádět porovnání spekter [13].

## Excentricita kola a nežádoucí vůle

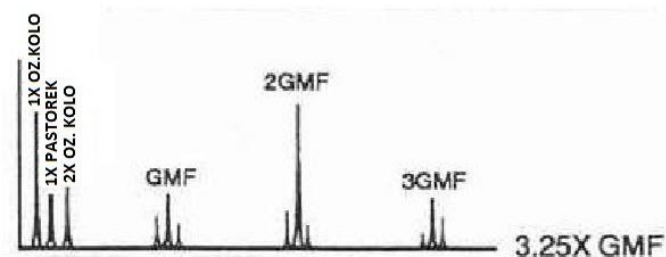


Obrázek 19 – Frekvenční spektrum při excentricitě a nežádoucích vůlích [13]

Dostí vysoká postranní pásma kolem harmonických násobků GMF často znamenají excentricitu kola, nežádoucí vůli nebo nesouosé hřídele, což dovoluje, aby otáčení jednoho kola „modulovalo“ buď amplitudu GMF nebo otáčkovou frekvenci druhého kola. Kolo, které má problém, je indikováno odstupem frekvencí postranních pásem. Obvykle také je úroveň otáčkové frekvence excentrického kola vysoká, pokud

je excentricita dominantním problémem. Nesprávná vůle normálně budí harmonické násobky GMF a vlastní frekvenci kola, u obou jsou postranní pásma s odstupem 1x otáčky. Amplitudy GMF se často zmenšují, když se zmenšuje zatížení, pokud je problémem nadměrná vůle [13].

## Nesouosost kol

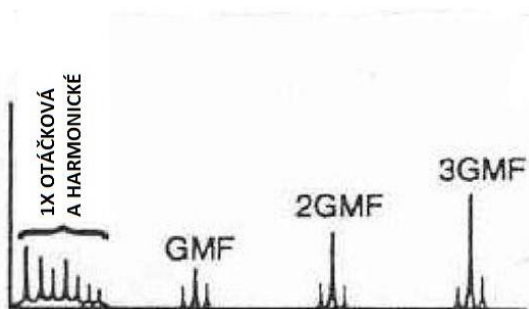


Obrázek 20 – Frekvenční spektrum při nesouososti ozubených kol [13]

Nesouosost ozubených kol téměř vždy budí 2xGMF nebo i vyšší harmonické násobky GMF, které mají postranní pásma s odstupem rovným otáčkové frekvenci. Často je ve spektru pouze malá amplituda 1xGMF, ale mnohem vyšší úrovně 2x a 3xGMF. Je důležité nastavit FMAX dostatečně vysoko, aby byly zachyceny alespoň první tři harmonické násobky GMF. Obvykle má 2xGMF také postranní pásma

s odstupem 2x otáčky. Povšimněte si, že amplitudy postranních pásem často nejsou stejné na levé a pravé straně GMF a harmonických násobků GMF v důsledku nesouososti zubů. Způsobuje to nerovnoměrné opotřebení [13].

## Uvolněné uložení v ložiscích



Obrázek 21 – Frekvenční spektrum při uvolněném uložení v ložiscích [13]

Nadměrné vůle ložisek, která nesou ozubená kola, může budít nejen mnoho harmonických násobků otáčkových frekvencí, ale často způsobí vysokou amplitudovou odezvu na GMF,  $2 \times \text{GMF}$  a nebo  $3 \times \text{GMF}$ . Tyto vysoké amplitudy GMF jsou ve skutečnosti odezvou na mechanické uvolnění v nosných ložiskách ozubených kol a ne jeho příčinou. Taková nadměrná vůle může být způsobena buď nadměrným opotřebením ložiska, nebo nesprávným lícováním ložiska na čepu při jeho montáži. Když se ponechá bez opravy, může to způsobit nadměrné opotřebení ozubení

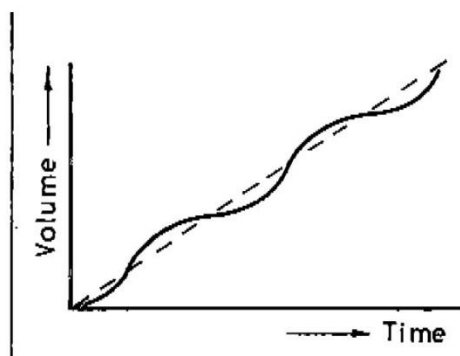
a poškození jiných komponent [13].

Mechanické vlivy mohou výrazně ovlivnit chvění stroje a následně zapříčinit tvorbu hluku. Konkrétně u rootsových dmychadel ve firmě Kubíček VHS velmi záleží na kvalitě provedení ozubených kol, která ve strojků dmyhadla slouží k synchronizaci rotorů a zabránění jejich vzájemnému dotyku. Z minulosti a letitých zkušeností je ověřeno, že vysoká kvalita tvaru zubu a jeho povrch má výrazný vliv na vibrace celého zařízení. Z tohoto důvodu se už standardně všechna ozubená kola brousí.

Dalším faktorem, ovlivňující vibrace a následný hluk dmychadel je kvalita a předepnutí použitých klínových řemenů. Pokud se použije klínový řemen, který nemá konstantní šířku po celé své délce, dochází k proměnlivé změně průměru, po kterém se řemen na řemenici odvaluje, což způsobuje následně jeho chvění a toto chvění se promítá do poháněcího i poháněného zařízení. [13]

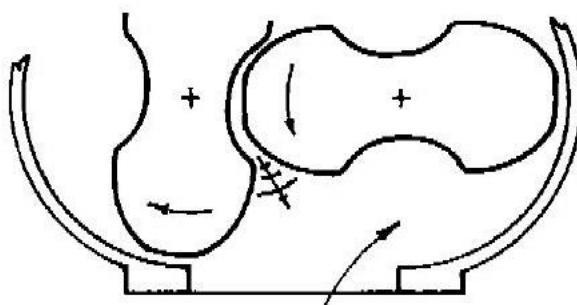
### 2.3.2 HLUK VZNIKAJÍCÍ AERODYNAMICKÝMI VLVY

Hluk týkající se rootsových dmychadel z hlediska aerodynamických vlivů, vzniká především kvůli pulzacím [12]. Pulzace vznikají kvůli kompresi a expanzi. Problém, který se neustále u těchto zařízení řeší je přemísťovat vzduch bez vytváření hluku. To dává příležitost pro konstruktéry. Je potřeba si uvědomit, že je zapotřebí provést řádově 200 kompletních termodynamických cyklů za vteřinu. Hlavním zdrojem hluku rootsových dmychadel je tedy kolísání tlaku, což způsobuje kolísání průtoku  $Q$  v závislosti na čase, viz *obrázek 22*. Tlak je úměrný druhé mocnině rychlosti proudění. Zmíněný obrázek tedy znázorňuje kolísání průtoku vzduchu a tento jev se snažíme eliminovat.



Obrázek 22 - Závislost průběhu dopravovaného objemu na čase [12]

Každý začátek a konec cyklu doprovází hluk. Cílem je dosažení konstantního průběhu rychlosti dopravovaného média na vstupu i na výstupu. Pro docílení konstantní rychlosti proudění je zapotřebí lineární změna objemu v čase.



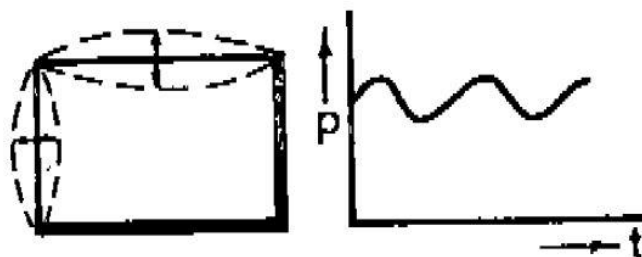
Obrázek 23 - Vznik hluku vzduchové kapsy [12]

Druhým nežádoucím jevem vytvářející hluk rootsových dmychadel jsou exploze a imploze vzduchových kapes mezi spolu-zabírajícím zubem jednoho rotoru a zubovou mezerou druhého rotoru [12]. Tento záběr svírá téměř vždy aspoň malé množství vzduchu a jeho rozpínání může způsobovat velké množství hluku v oblasti vlastních frekvencí zařízení. Stačí velmi málo energie k rezonanci komory, pokud je energie dodávána v pravidelných intervalech nějaké harmonické frekvence.

V souvislosti s rootsovým dmychadlem také únik vzduchu mezerou způsobuje hluk [12] jako například při povolování víčka láhve se sycenou vodou, když vznikne malá mezera a tlak uvnitř lahve je mnohem větší než tlak v okolí. Obrázek 24 znázorňuje rozdílný tlak na jedné i druhé straně mezery. Unikání vzduchu touto mezerou je jedna z příčin kolísání dopravovaného tlaku na sací straně. Takové tlakové pulzy mohou mít vliv na mechanickou změnu tvaru skříně dmychadla a tím dochází k vibracím, viz Obrázek 25.

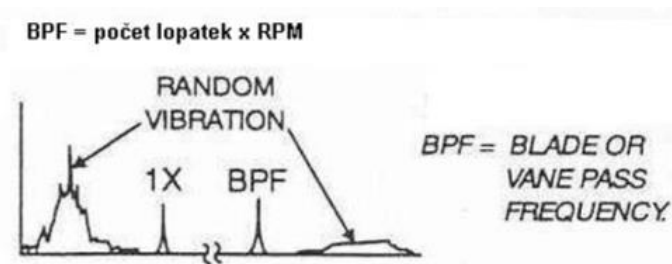


Obrázek 24 - Vliv mezery na změnu tlaku při průchodu zubu rotoru [12]



Obrázek 25 – Chvění skříně a časový průběh tlaku [12]

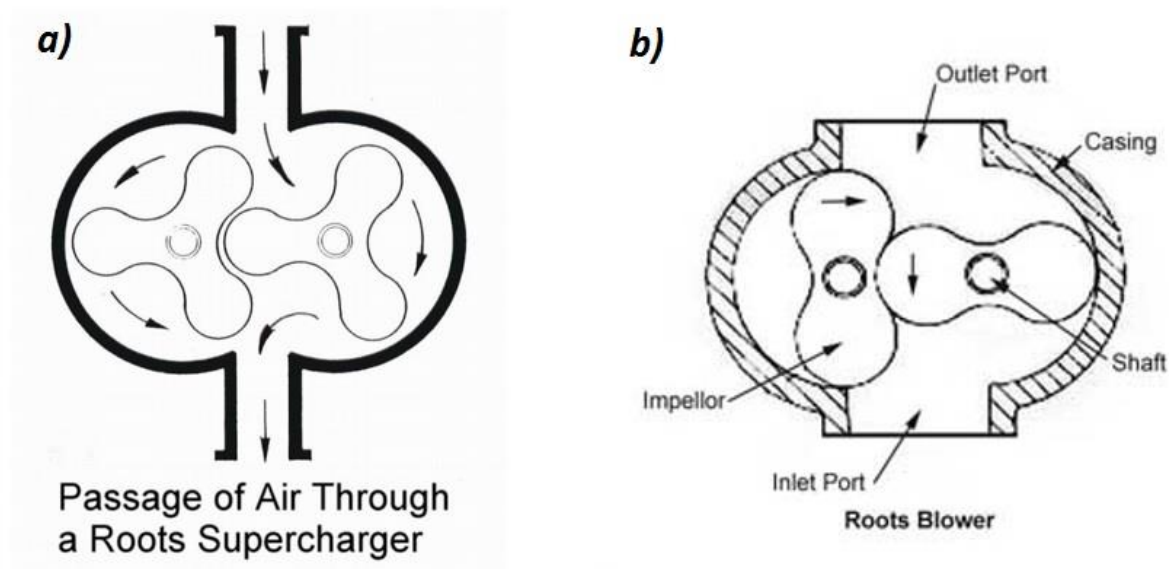
### Turbulentní proudění



Obrázek 26 – Frekvenční spektrum při aerodynamických turbulentcích [13]

vysokofrekvenční vibrace. Nadměrná turbulence může rovněž budit širokopásmové vysokofrekvenční vibrace. Aerodynamické turbulence jsou hlavním zdrojem hluku např. u odstředivého dmyhadla [13].

Třetím nežádoucím jevem jsou aerodynamické turbulence, které jsou znázorněny na obrázku 26. Turbulence způsobují rozdílné rychlosti proudění s účinkem na tlak a tím generují hluk. Turbulence generuje náhodné, širokopásmové vibrace, v typickém případě v pásmu od 50 do 2000 otáček za minutu. Pokud se objeví v kompresoru utržené rotující proudění (surging), mohou se objevit



Obrázek 27 - a) dmychadlo s 3-lopátkovými rotory [3]; b) dmychadlo s 2-lopátkovými rotory [4]

Většina nežádoucího hluku se odvíjí od základní frekvence, což bývá otáčková frekvence na vstupní hřídeli dmychadla, zjednodušeně otáčky hnací hřídele. Její násobky pak tvoří následující problematické frekvence, které generují největší hluk chvění a hluk. [1]

**Pro následující výpočty je uvažováno rootsovo dmychadlo velikosti 3D28C s 3-mi lopátkami na rotor.**

#### Otáčky vstupní hřídele dmychadla

$n = 3711 \text{ ot} / \text{min}$  Někdy označované také anglickou zkratkou RPM (revolutions per minute)

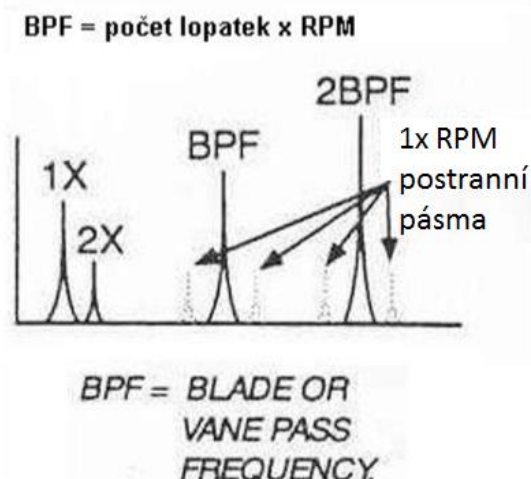
#### Frekvence otáčení vstupní hřídele

$$f_o = \frac{n}{60} = \frac{3711}{60} = 61,85 \text{ Hz} \quad (2.1)$$

#### Frekvence od průchodu lopatek

Tato frekvence odpovídá násobku otáčkové frekvence hnací hřídele dmychadla vynásobené počtem lopatek na jednom rotoru.





Obrázek 28 – Frekvenční spektrum s frekvencí od průchodu lopatek [13]

Frekvence od průchodu lopatek (blade pass frequency - BPF) (často nesprávně zjednodušeně „lopatková frekvence“) Tato frekvence vždy existuje u čerpadel, ventilátorů a kompresorů a normálně nepředstavuje problém. Avšak v čerpadle může být generována velká amplituda na této frekvenci a jejích harmonických násobcích, pokud je mezera mezi rotujícími lopatkami a statorovým difuzorem po obvodu nerovnoměrná. Tato frekvence (nebo její harmonický násobek) někdy může souhlasit se systémovou vlastní frekvencí, což způsobuje velké vibrace. Vysoká amplituda BPF může být generována i v případě, když se kroužek oběžného kola zadře na hřídeli nebo když se uvolní svary difuzorových lopatek. Velká BPF je rovněž generována tehdy, když jsou

použity prudké ohyby potrubí (nebo kanálu), když existují překážky, které narušují proudění, v důsledku špatného nastavení tlumičů nebo tehdy, když je rotor čerpadla nebo ventilátoru umístěn excentricky ve skříni [13].

$$f_l = \frac{3 \times n}{60} = \frac{3 \times 3711}{60} = 185,5 \text{ Hz} \quad (2.2)$$

### Frekvence pulzační

Frekvence pulzační odpovídá dvojnásobku frekvence průchodu lopatek a jedná se o frekvenci, která je generovaná počtem expanzí při provozu dmychadla.

$$f_p = 2 \times \frac{3 \times n}{60} = 2 \times \frac{3 \times 3711}{60} = 371,1 \text{ Hz} \quad (2.3)$$

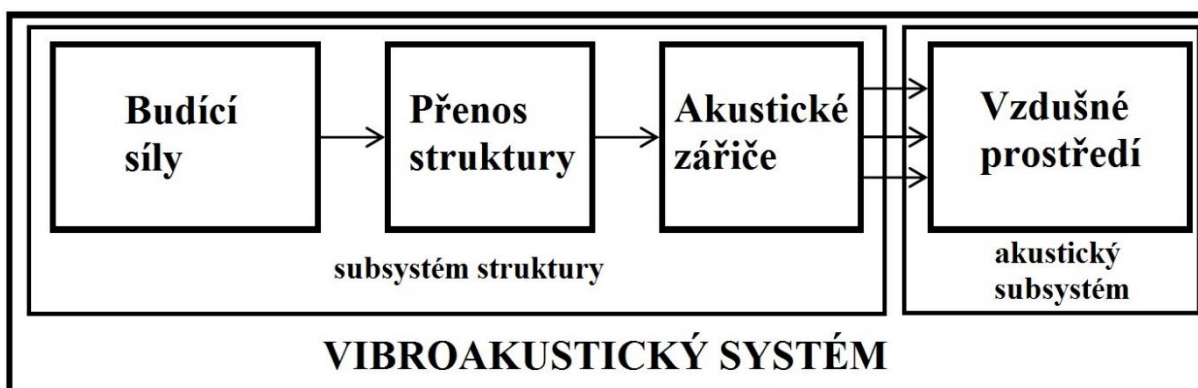
### Frekvence záběru ozubených kol

Frekvence záběru ozubených kol je násobkem otáčkové frekvence číslem, které odpovídá počtu zubů na ozubeném kole v dmychadle.

$$f_z = z \times f_o = 38 \times 61,85 = 2350,3 \text{ Hz} \quad (2.4)$$



### 3 VÝPOČTOVÉ METODY PRO ŘEŠENÍ HLUKU A VIBRACÍ



Obrázek 29 – Vznik a šíření vibrací a hluku [9]

S ohledem na vlastnosti skutečných strojních soustav je nutné při jejich počítačovém řešení používat jiné výpočetní postupy a metody při řešení nízkofrekvenčního hluku a vibrací a jiné při řešení vysokofrekvenčního hluku a vibrací.

Pro nízkofrekvenční postupy se používají modely deterministické, jako je např. metoda konečných prvků MKP a metoda hraničních prvků MHP. Pro řešení vysokých frekvencí se používají metody stochastické jako je metoda statistická energetická analýza SEA. Deterministické metody nelze použít pro vysoké frekvence z důvodu rychlého nárůstu velikosti modelu s rostoucí počítanou frekvencí (požadavek minimálně 6 prvků na jednu vlnu) a s tím souvisejících nároků na čas výpočtu a potřebné hardwarové vybavení [9]. Dalším důvodem je velká citlivost deterministických modelů na malé změny ve výstupních parametrech při vyšších frekvencích.

V našem případě rootsových dmychadel se zaměříme na nízkofrekvenční oblast (zhruba do 5 kHz, kde se může ojediněle objevovat některá harmonická složka jedné z budících sil, ale prakticky se všechny kritické kmity projevují do frekvence 2,5 kHz). Jako metoda pro řešení vibrací a hluku byla zvolena metoda konečných prvků MKP a programový systém ANSYS 15.

#### 3.1 DETERMINISTICKÉ MODELÝ

Tyto modely jsou popsány diferenciálními rovnicemi druhého řádu a jsou význačné velkým počtem rovnic. Nejčastěji používanou metodou je metoda konečných prvků MKP. U některých soustav lze výhodně použít metodu hraničních prvků MHP, definovaných na povrchu kmitající struktury. Jak již bylo napsáno výše, deterministické modely jsou velmi náročné jak na softwarové, tak i hardwarové vybavení pracoviště [9].





## 3.2 METODY ŘEŠENÍ VIBRO-AKUSTICKÝCH SYSTÉMŮ

### 3.2.1 MODEL AKUSTICKÉHO SUBSYSTÉMU – METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

Pro analýzu vibro-akustického systému můžeme pohybové rovnice struktury po diskretizaci metodou konečných prvků psát ve tvaru:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} - \mathbf{R}_p\mathbf{p} = \mathbf{F}_e \quad (3.2)$$

Kde:  $\mathbf{M}$  – strukturální matice hmotnosti

$\mathbf{B}$  – strukturální matice tlumení

$\mathbf{K}$  – strukturální matice tuhosti

$\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{u}}$  – vektory posuvů, rychlostí a zrychlení v uzlech sítě struktury

$\mathbf{p}$  – vektor akustických tlaků v uzlech sítě tekutiny

$\mathbf{R}_p$  – vazbová matice hmotnosti

$\mathbf{F}_e$  – vektor vnějšího zatížení

Vlnová rovnice popisující šíření akustických vln má po diskretizaci metodou konečných prvků tvar:

$$\mathbf{M}_p\ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{B}_p\dot{\mathbf{p}} + \mathbf{K}_p\mathbf{p} + \rho_p\mathbf{R}_p^T\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{0} \quad (3.3)$$

Kde:  $\mathbf{M}_p$  – akustická matice hmotnosti

$\mathbf{B}_p$  – akustická matice tlumení

$\mathbf{K}_p$  – akustická matice tuhosti

$\mathbf{p}, \dot{\mathbf{p}}, \ddot{\mathbf{p}}$  – vektory akustických tlaků v uzlech sítě a jejich první a druhá časová derivace

$\rho$  – hustota tekutiny

Diskretizovaná vlnová rovnice pro tekutinu (2) a pohybová rovnice pro strukturu (1) potom představují kompletní systém rovnic pro popis interakce struktura-akustika. Rovnice je možno zapsat maticově jako:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{fs} & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{fs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Kde:  $\mathbf{M}_{fs} = \rho\mathbf{R}_p^T$  – vazbová matice hmotnosti

$\mathbf{K}_{fs} = -\mathbf{R}_p$  – vazbová matice tuhosti



### Modální analýza

Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů struktury bez vlivu tekutiny se počítají na základě řešení rovnice:

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{B} + \mathbf{K})\varphi_v = 0 \quad (3.5)$$

Kde:  $\omega$  – úhlová frekvence

$\varphi_v$  – vlastní vektor

Pro řešení rovnice (3.5) je použita Bloc-Lanczosova metoda

### Harmonická analýza

Odezva na harmonické buzení (sinusový průběh) struktury bez vlivu interakce s akustikou se počítá na základě řešení rovnice

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{B} + \mathbf{K})\mathbf{u} = \mathbf{F}_e \quad (3.6)$$

Odezva na harmonické buzení struktury v interakci s akustickým prostředím vede na řešení rovnice

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{fs} & \mathbf{M}_p \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{fs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

V mnoha technických úlohách je vhodné akustické prostředí modelovat pomocí metody konečných prvků MKP. Vnitřní akustika uzavřených prostorů dutin, hlavně však kabin dopravních prostředků, jsou nejčastější úlohy tohoto typu.

Při modelování akustického prostředí je nutno vycházet z podmínky, aby akustická vlna na její délku byla pokryta alespoň šesti akustickými prvky. Tento požadavek bude splněn, pokud maximální délka akustických prvků bude dána vztahem:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} \quad (3.8)$$

Kde:  $\lambda$  – vlnová délka akustické vlny

$c$  – rychlost šíření vlny

$f$  – frekvence vlnění

Délka akustických prvků je tedy závislá na frekvenci daného vlnění v akustickém prostředí. Pro šíření [9]

### 3.2.2 METODA HRANIČNÍCH PRVKŮ

Analýza pomocí metody hraničních prvků (MHP) poskytuje možnost předpovědět vyzařovaný hluk ze struktury, odezvu uzavřených akustických systémů, přenosových ztrát u komplexních



systémů za použití jednoduchých analytických prostředků. Metody hraničních prvků (MHP) se týkají pouze akustického systému [9].

Metody pro řešení hraničními elementy:

- Metoda přímá
- Metoda nepřímá

Přímá metoda využívá akustických tlaků a rychlostí kmitajících povrchů struktury jako primárních proměnných pro další výpočet vyzařování akustické energie do vzdušného prostoru [9].

Pomocí zavedení bodového akustického zdroje a odpovídající Greenovy funkce je zjednodušeno řešení vlnové rovnice. Bodový zdroj je definován jako pulzující koule s konečným zdrojovým výkonem a poloměrem  $r$  [9].

Intenzita akustického zdroje zní:

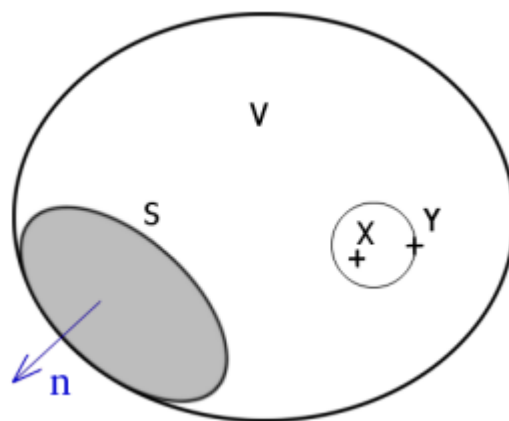
$$q = \rho S \bar{v} \quad (3.9)$$

Kde:  $\rho$  – hustota fluida

$S$  – povrch koule

$\bar{v}$  – střední rychlost kmitajícího povrchu

Akustické pole v blízkosti zdroje musí splňovat Helmholtzovu rovnici. Pokud se nachází poloha zdroje v akustickém prostoru  $V$  podle *obrázku 30*, pak musí proměnné akustického pole vyhovovat rovnici [9]:

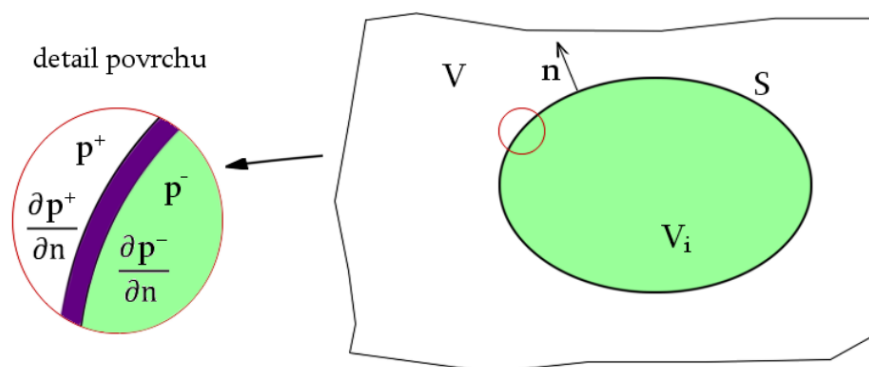


Obrázek 30 - [9]

$$\nabla^2 p + k^2 p = -q \delta(X - Y) \quad (3.10)$$

Kde:  $q \delta(X - Y)$  – Dirackova funkce

Nepřímá metoda využívá rozdílů tlaků a rychlostí podél elementů jako primárních proměnných. Řeší tak vyzařování akustické energie a vnitřní odezvu současně. Je však obtížně použitelná pro problémy přenosových ztrát a modelů s otvory nebo tenkými žebry. Tato metoda se používá pro současné řešení problémů vnější i vnitřní akustiky a problémů spojených s poli odražených vln. Využívá se spádu potenciálů, které jsou dány rozdíly mezi vnějšími a vnitřními hodnotami akustických tlaků a jejich normálových derivací viz *obrázek 31* [9].



Obrázek 31 - [9]

Tlakový skok (potenciál dvojité vrstvy) je dán jako rozdíl tlaků na vnější a vnitřní straně povrchu dle vztahu [9]:

$$\mu = p^+ - p^- \quad (3.11)$$

Skok v normálové derivaci (potenciál jednoduché vrstvy) je dán jako rozdíl vnější a vnitřní normálové derivace tlaku na povrchu [9]:

$$\sigma = \frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} \quad (3.12)$$

U nepřímé metody v libovolném bodě vnějšího  $V$  a vnitřního  $V_i$  prostorů jsou akustické proměnné vyhodnocovány jako funkce těchto dvou typů potenciálů [9].

Výhody a nevýhody obou metod:

a) metoda přímá

- generování modelu je jednoduché, neboť je nutno diskretizovat pouze rozhraní akustického subsystému
- akustické médium je analyzováno v interiéru nebo exteriéru, nikoliv v obou
- volné hrany modelu by se neměly vyskytovat u přímé metody
- je možná analýza modelů s více zónami
- vnitřní otvory mohou být modelovány za použití více-zónové aproximace

b) metoda nepřímá

- generování modelu je jednoduché, neboť je nutno diskretizovat pouze rozhraní akustického subsystému
- akustická odezva na obou stranách rozhraní je řešena současně
- tenká žebra a otvory mohou být modelovány jako jednovrstvé elementy
- vázaná analýza je možná, takže lze vyhodnocovat přenosové ztráty subsystému
- lze provádět pouze jedno-zónovou analýzu [9]



## 4 TLUMIČ HLUKU

V této kapitole jsou provedeny s využitím metody konečných prvků analýzy přenosových ztrát v tlumiči výtlaku jednak současně používaného a také navrhovaných variant s ohledem na zlepšení tlumicí účinnosti. Na základě zjištěné charakteristiky přenosové ztráty současně používaného tlumiče výtlaku jsou provedeny modifikace tohoto tlumiče. Modifikace byly voleny tak, aby se tlumicí účinnost zvýšila především v oblasti nízkých frekvencí, které odpovídají budícím silám od otáčejících se lopatek a pulzací vznikajících kompresí a expanzí dopravovaného média. Na základě kritických frekvencí byla zvolena oblast 100-1500 Hz, kde by bylo účelné zlepšit tlumicí schopnosti tlumiče.

### 4.1 ROZDĚLENÍ TLUMIČŮ HLUKU

Rootsova dmyhadla patří mezi strojní zařízení způsobující turbulentní a pulsující proudění plynů, což bývá jedním z hlavních příčin vzniku hluku. Projevuje se na straně sací, tak i na straně výtlaku a intenzita je dána velikostí zatížení. Tyto nežádoucí jevy mohou být potlačeny konstrukční úpravou samotného dmyhadla. Pokud není dosažen požadovaný efekt, k čemuž dochází velmi často, připojují se tlumiče hluku jako účinný akustický prostředek. Požadavky kladené na tlumiče hluku jsou:

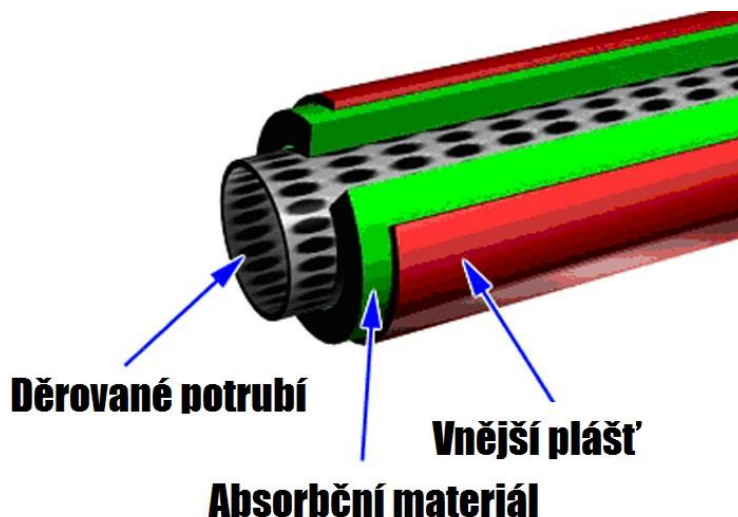
- dobrý akustický účinek (především ve frekvenční oblasti pulzací)
- nezhoršující se výkonové a provozní parametry
- nízká cena
- objem a hmotnost nesmí výrazně ovlivňovat konečné řešení

Účinná konstrukce tlumičů je taková, která je vázaná na přiměřené objemy, materiály, cenu a konečné řešení je kompromisem mezi akustickými a výše uvedenými požadavky. Pro stroje, kde se dominantně projevuje pulsující proudění v potrubí, což rootsova dmyhadla jsou, se využívají hlavně tlumiče reflexního typu. Používají se např. u pístových spalovacích vozidlových motorů, pístových kompresorů a právě některých dmyhadel. Stroje, které dopravují velká množství plynů, např. dmyhadla, a mají poměrně velké sací a výstupní průřezy, se vyznačují převážně vířivým prouděním. Pro tyto aplikace se použijí spíše tlumiče absorpčního typu [6].

#### 4.1.1 ABSORPČNÍ TLUMIČ

Absorpční tlumiče jsou široce používány ke snižování hluku v potrubí, kterým proudí plyn. Hluk bývá většinou širokopásmový a absorpční tlumič na rozdíl od reflexního dokáže tlumit v širším spektru kmitočtů. Požadavek u tlumičů je také, aby nedocházelo k velké tlakové ztrátě proudícího média při průchodu tlumičem.

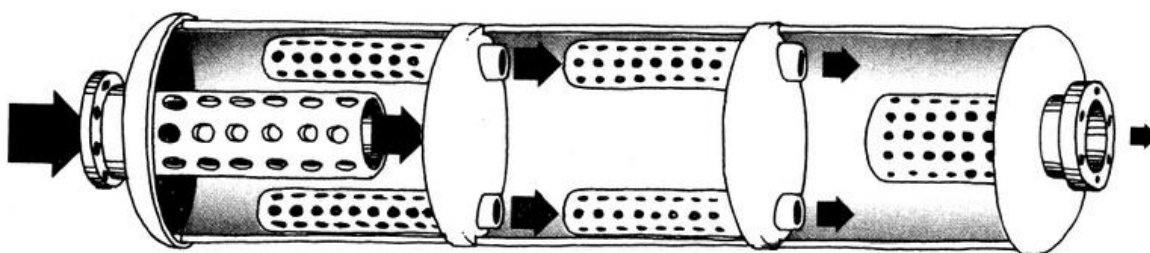
Absorpční tlumiče zeslabují hluk transformací akustické energie v tepelnou a způsobenou třením kmitajících částic plynu v mezerách a dutinách pórovitých materiálů, vkládaných do potrubí. Schématické vnitřní uspořádání absorpčního tlumiče lze vidět na *obrázku 32* [9].



Obrázek 32 – Řez absorpčním tlumičem hluku [14]

#### 4.1.2 REFLEXNÍ TLUMIČ

Tyto tlumiče využívají odrazu tlakové vlny, která se vrací zpět v opačné fázi a tím dochází k záporné interferenci s původní vlnou. Tyto tlumiče mohou dosahovat vysokého útlumu, bohužel v užším frekvenčním pásmu. Správné navržení je zde složitější [6].



Obrázek 33 – Řez reflexním tlumičem [15]

V praxi se často využívá kombinace zmíněných dvou tlumičů tzv. absorpčně-reflexní tlumič.

#### 4.2 SOUČASNÝ TYP TLUMIČE DMYCHADLA 3D28C

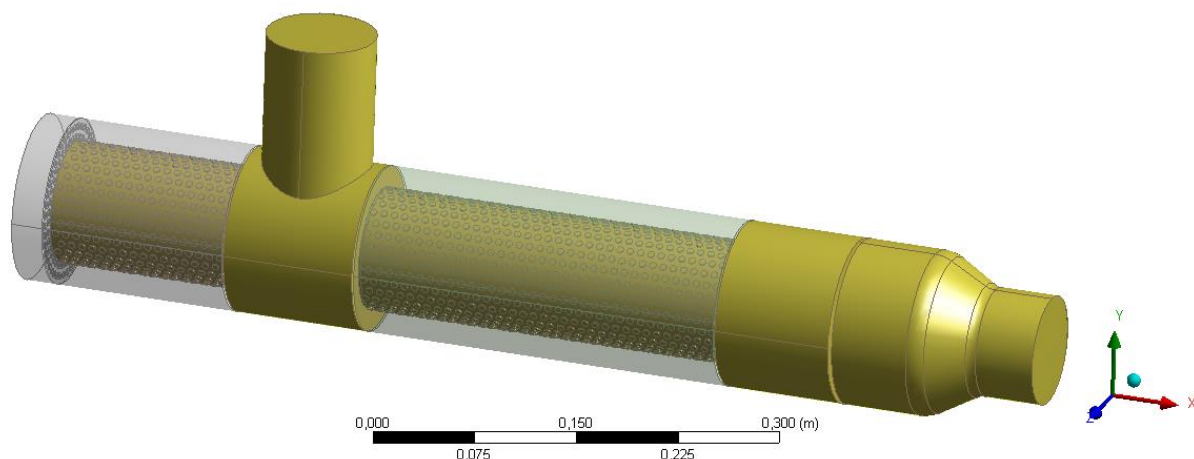
V současné době se ve firmě Kubíček VHS používají výhradně absorpční typy tlumičů. Důvodem, proč jsou tyto tlumiče zde používány, je jejich jednoduchost, nenáročnost na návrh (není potřeba složitějších výpočtů jako v případě tlumičů reflexních) a snadná výroba včetně montáže. Absorpční materiály použité u tohoto typu tlumiče jsou minerální vata a netkaná textilie fitevig. Tyto dva materiály jsou navinuty jako sendvič, s tím, že první návin je čistě fitevig, který je pevnější, celistvý a zabraňuje vydrolení minerální vaty z tlumiče ven vlivem proudění. Toto uspořádání absorpčního materiálu má tu výhodu, že všechn drží na děrované trubce procházející tlumičem. Při montáži se absorpční materiály navinou na děrovanou trubku a následně se tato děrovaná trubka s návinem vsune do tělesa tlumiče a zajistí se proti posunu a pootočení.

Nevýhoda tohoto řešení je, že v případě dopravování vlhkého média, které je dopravované přes dmychadlo, tak absorpční materiály mohou nasát vlhkost a v kombinaci s nečistotami následně

tlumič může ztrácet tlumicí účinnost. Z tohoto pohledu jsou lepší tlumiče reflexní, které neobsahují žádný materiál pohlcující vlhkost. Při aplikaci dmychadel v potravinářském průmyslu je řešení s reflexním tlumičem prakticky nezbytné, aby nedošlo ke kontaminaci proudícího média.

Výpočty přenosových ztrát tlumiče výtlaku byly provedeny v programu Ansys 15 s rozšířením ACT Acoustics R15 v44. V CAD programu SolidWorks byl vytvořen geometrický model tlumiče, který charakterizuje vnitřní objem tlumiče, viz *obrázek 34*, kde žlutou barvou je vyznačená část, kterou proudí dopravované médium a dále „průhledná“ válcová část, která představuje absorpční návin. Průměr trubky, používaný u současně vyráběného tlumiče, je 124 mm. Vytvořená geometrie vnitřního objemu byla uložena do formátu .STEP, který lze následně importovat do Ansysu.

Prvním krokem k sestavení výpočtového modelu je tedy import výše uvedené geometrie, na kterou byla použita vhodná výpočetní síť. Klíčovým prvkem k věrohodnému výsledku je vytvoření vhodné výpočetní sítě. Při pokusu o automatické vytvoření hexadominantní strukturované (mapované) sítě u tlumiče výtlaku, se síť nepodařila vytvořit. Pro vytvoření strukturované sítě by bylo potřeba rozdělit objem tlumiče na velký počet menších těles z důvodu jemně děrované trubice uvnitř tlumiče. Z tohoto důvodu byla zvolena nestrukturovaná (volná) síť tvořená tetraedrickými prvky.



*Obrázek 34 - Model současného provedení tlumiče výtlaku soustrojí dmychadla 3D28 (Ø 124 mm)*

Pro vytvoření geometrie tlumiče výtlaku byly použity prvky FLUID220 a FLUID221.

FLUID220 je prostorový (3D) hexahedrický kvadratický prvek s 20 uzly. FLUID221 je potom jeho tetraedrická varianta s deseti uzly. Používá se pro modelování šíření tlakových vln v tekutině [17].

Pro výpočet přenosových ztrát tlumiče byla použita harmonická analýza (*harmonic response*).

Délka akustického prvku byla zvolena s ohledem na počítaný frekvenční rozsah, protože je závislá na vlnové délce. Doporučený počet elementů na vlnovou délku je alespoň 6. Tento požadavek byl splněn vypočtením maximální délky akustického prvku dle vztahu (3.8) v kapitole 3.2.1. Rychlost šíření vlnění je uvažována pro teplotu 20 °C.

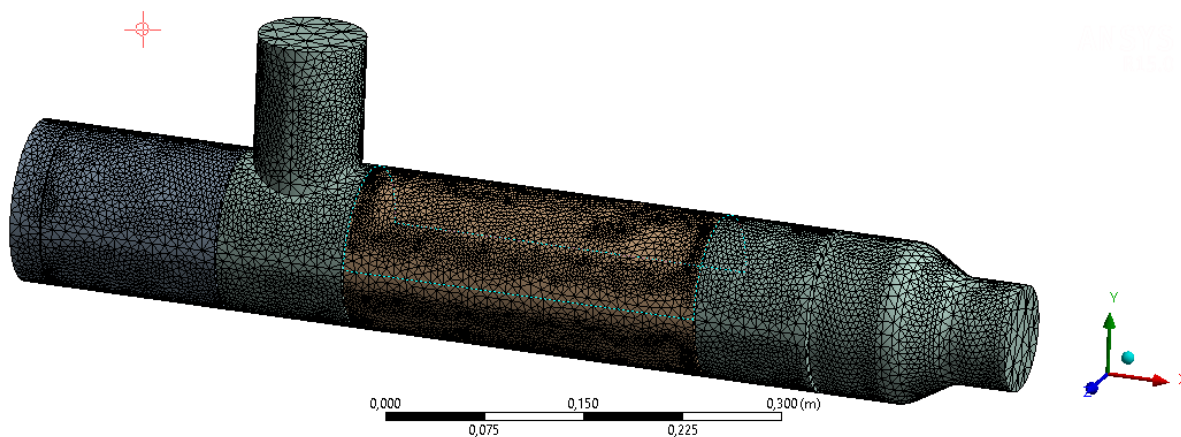


Pro tlumič výtlaku byl zvolen frekvenční rozsah řešení od 0 až do 5000 Hz. Tudíž pro výpočet velikosti elementů je brána maximální hodnota frekvence  $f = 5000$  Hz.

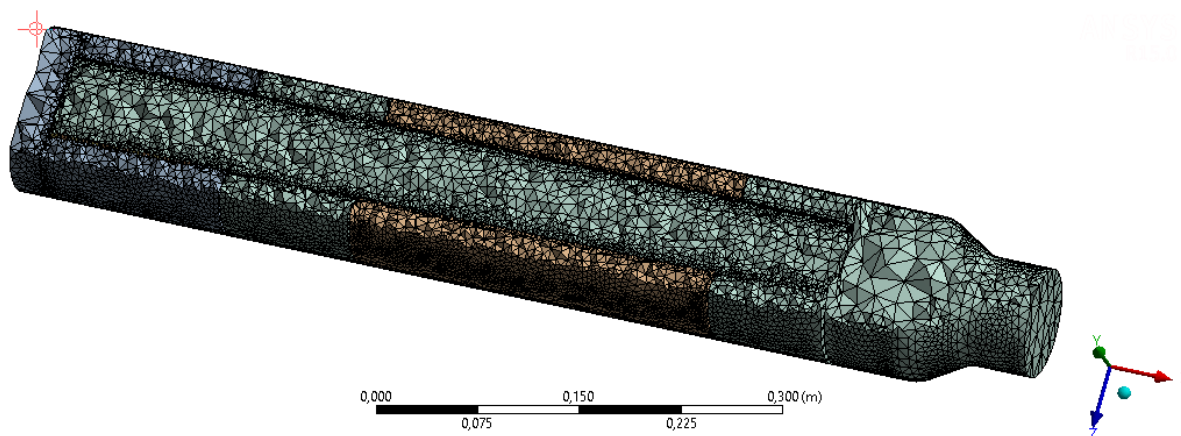
Po následném dosazení do vzorce (3.8) získáme požadovanou hodnotu velikosti akustického prvku pro náš případ:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} = \frac{343}{6 \times 5000} = 0,01143 \quad [m] \quad (3.8)$$

Výsledná maximální délka prvku byla zvolena 0,01m. Tato délka akustického prvku by měla být dostatečně přesná pro zajištění věrohodných výsledků ve zvoleném frekvenčním rozsahu. Hodnota délky akustického prvku byla nastavena v Ansys Mechanical a následně byla vygenerována síť konečných prvků. Vytvořená síť obsahuje 487 824 prvků a 817 237 uzlů a je znázorněna na *obrázku 35*. Na *obrázku 36* je znázorněn řez geometrií tlumiče, kde lze vidět menší velikost prvků v oblasti kolem otvorů v děrované trubce.



Obrázek 35 - Vytvořená síť konečných prvků akustického prostoru současného tlumiče výtlaku



Obrázek 36 - řez sítí konečných prvků tlumiče výtlaku

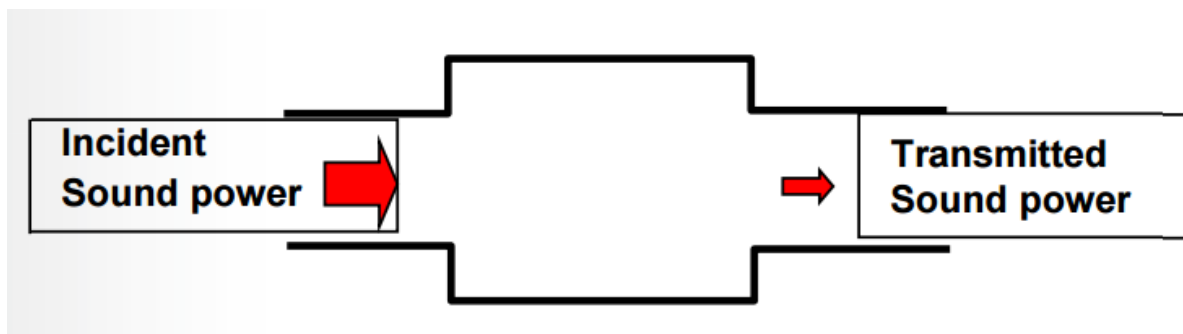
Dále následovalo samotné nastavení výpočtu, pro získání přenosového útlumu daného tlumiče výtlaku. Přenosové ztráty (v anglickém jazyce *transmission loss* viz *obrázek 37*), se vyhodnotí ze vztahu [16]:



$$TL = 10 \log \frac{W_{in}}{W_{tr}} \quad [dB] \quad (4.1)$$

Kde:  $W_{in}$  – akustický výkon na vstupu do tlumiče (*Incident sound power*)

$W_{tr}$  – akustický výkon na výstupu z tlumiče (*Transmitted sound power*)



Obrázek 37 – Schéma přenosového útlumu v tlumiči [16]

Tato veličina se také často označuje jako vložný útlum nebo akustická neprůzvučnost.

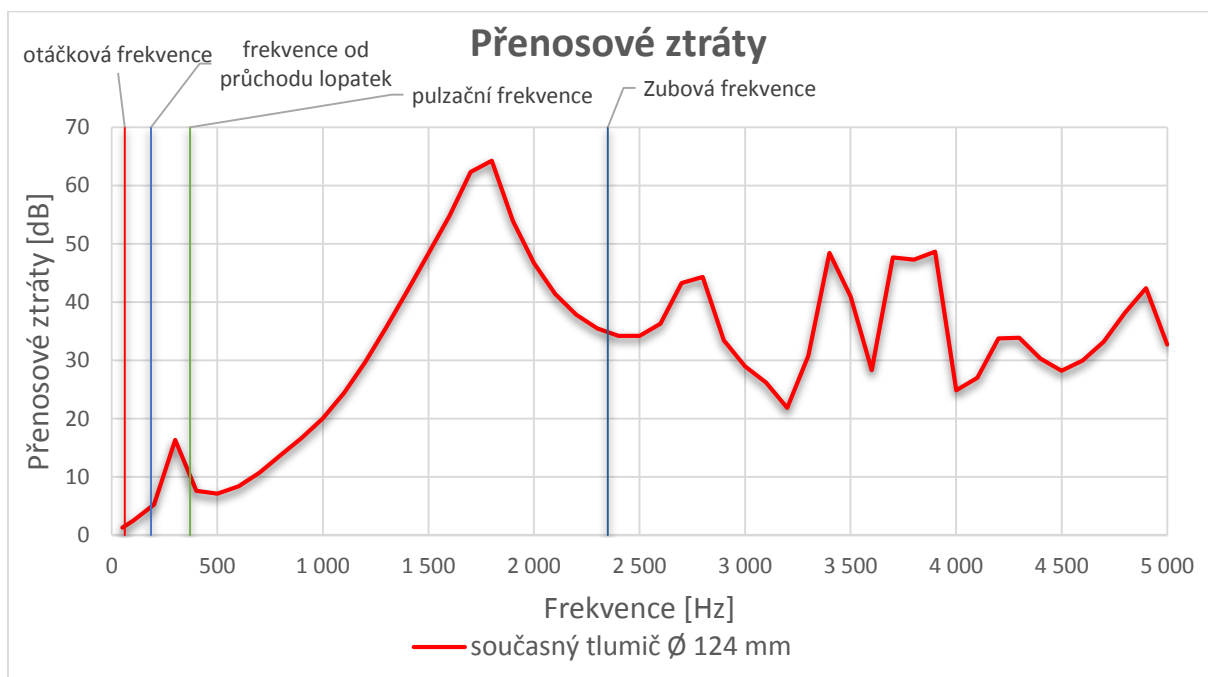
Jako buzení byla použita normálová akustická rychlost zadaná ploše vstupního hrdla tlumiče. Byla použita hodnota  $0,0024 \text{ m.s}^{-1}$ , která odpovídá  $0,5 \text{ Pa}$ . Dále byla jako okrajová podmínka zadána normálová impedance na vstupu a výstupu z tlumiče odpovídající otevřenému konci potrubí. Jak už bylo zmíněno, tak frekvenční rozsah, který se počítal, byl od  $0 \text{ Hz}$  do  $5000 \text{ Hz}$  s krokem po  $100 \text{ Hz}$ .

Použité materiálové parametry vzduchu a zvukopohltivých materiálů jsou uvedeny v *tabulce 1*. Pro modelování zvukopohltivého materiálu byl použit Johnson-Champoux-Allard (JCA) model ekvivalentního porézního materiálu [19].

Tabulka 1 – Materiálové parametry vzduchu a absorpčního materiálu

Materiálové parametry			
Vzduch		Zvukopohltivý materiál (minerální vata)	
Hustota	$1,2041 \text{ kg.m}^{-3}$	Hustota	$1,2041 \text{ kg.m}^{-3}$
Rychlost zvuku	$343,24 \text{ m.s}^{-1}$	Rychlost zvuku	$343,24 \text{ m.s}^{-1}$
		Odpor tekutiny ( <i>fluid resistivity</i> )	$60\,000 \text{ N.s.m}^{-4}$
		Pórovitost ( <i>porosity</i> )	0,95
		Kroucení ( <i>tortuosity</i> )	3,2
		Viskozní charakteristická délka ( <i>viscous characteristic length</i> )	$0,00005 \text{ m}$
		Teplotní charakteristická délka ( <i>thermal characteristic length</i> )	$0,000106 \text{ m}$

Po tomto nastavení proběhla už samotná simulace přenosových ztrát. Simulace byla prováděna na počítači s procesorem Intel i3-350M 2,13 GHz, který má 2 jádra/ 4 vlákna a 8 GB paměti RAM včetně SSD disku. Délka výpočtu trvala na tomto počítači 9,1 hodiny.



Obrázek 38 – Výsledná charakteristika přenosových ztrát v závislosti na přenášené frekvenci

Z vypočteného grafu přenosových ztrát (viz obrázek 38) současně používaného tlumiče výtlaku je zřejmé, že v oblasti výskytu nejkritičtějších frekvencí (odpovídajících frekvenci od průchodu lopatek a frekvenci pulzační) není účinnost tlumiče zrovna výrazná, na rozdíl od vyšších frekvencí, kde se nevyskytují jiné frekvence, kritické pro vznik hluku, pokud se nebude uvažovat případný hluk od aerodynamických vlivů.

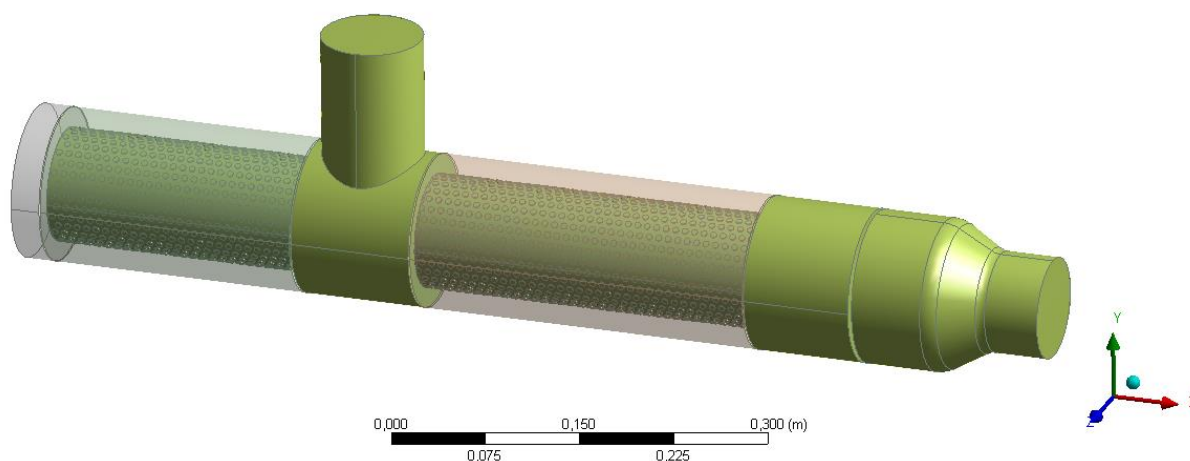
### 4.3 NÁVRH TLUMIČE VÝTLAKU S LEPŠÍ ABSORPCÍ

Dalším krokem bylo zvolit další varianty tlumičů výtlaku. Požadavky firmy Kubíček VHS pro případné nové varianty tlumičů výtlaku byly:

- Snadná vyrobiteľnosť
- Jednoduchá montáž
- Nízká nákladovosť
- Kompaktní rozměry

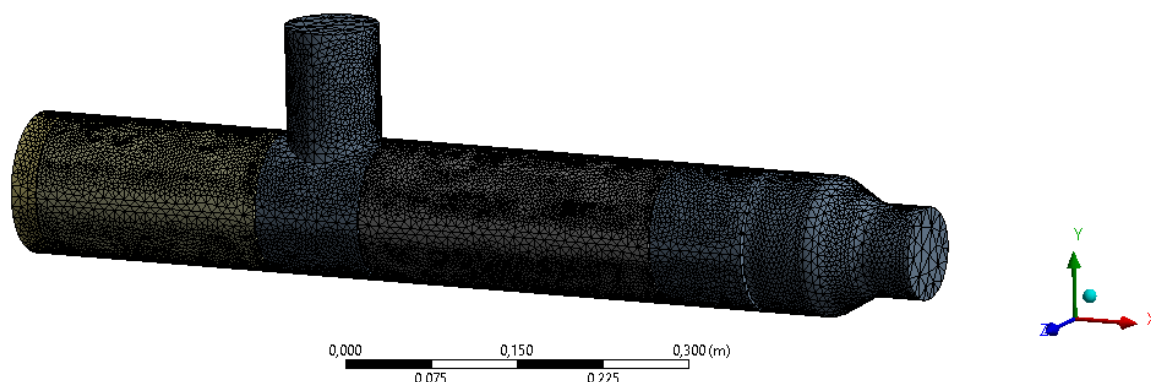
#### 4.3.1 TLUMIČ VÝTLAKU VARIANTA Č.1

Jako první navrhovaná varianta, nejvíce upřednostňovaná firmou Kubíček VHS, byla prodloužení stávajícího tlumiče výtlaku směrem k přední části soustrojí, tzn. protažení „slepého konce“ tlumiče o 70 mm a využití tak volného prostoru u soustrojí dmyhadla 3D28C. Tento „slepý konec“ je znázorněn na obrázku 39 nalevo od vertikálního vstupního hrdla.



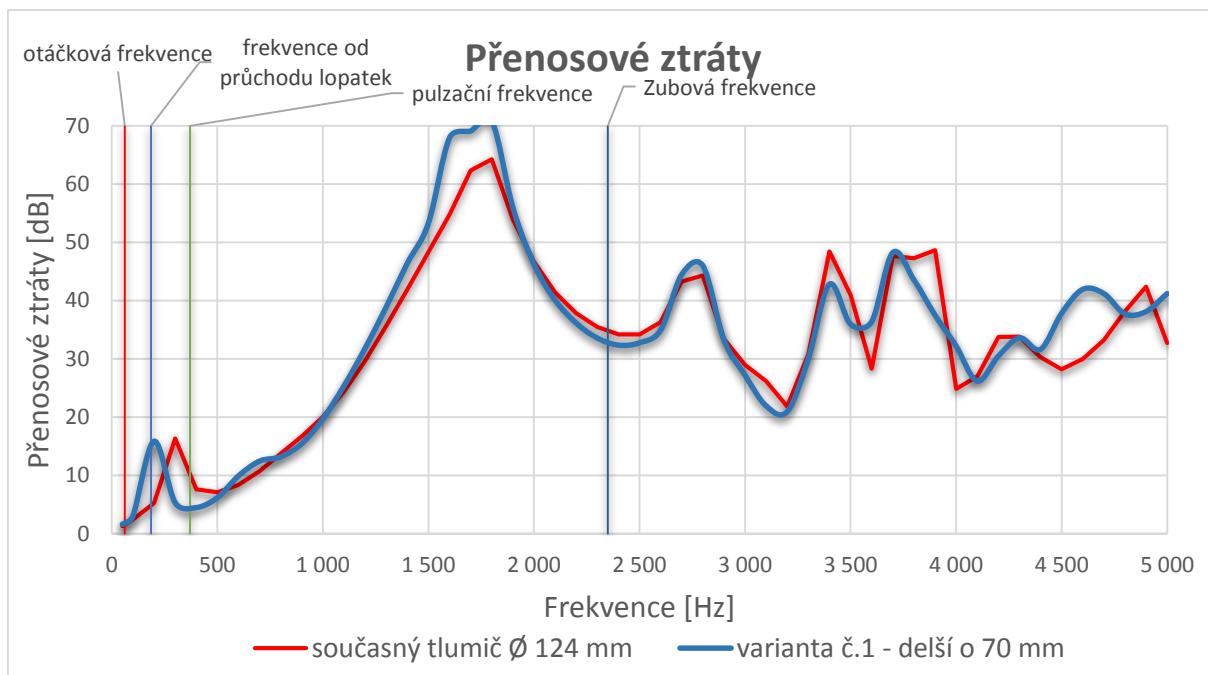
Obrázek 39 – Vnitřní geometrie tlumiče prodlouženého o 70mm – varianta č.1

Na této variantě tlumiče byly stejným postupem jako výše počítány přenosové ztráty. Při tvorbě sítě konečných prvků byla zvolena také velikost prvku 0,01 m a po prodloužení tlumiče o 70 mm vzrostl počet prvků v meshovací síti tohoto tlumiče na 514411 a počet uzlů na 864348.



Obrázek 40 - Vytvořená síť konečných prvků akustického prostoru současného tlumiče výtlaku, prodlouženého o 70mm

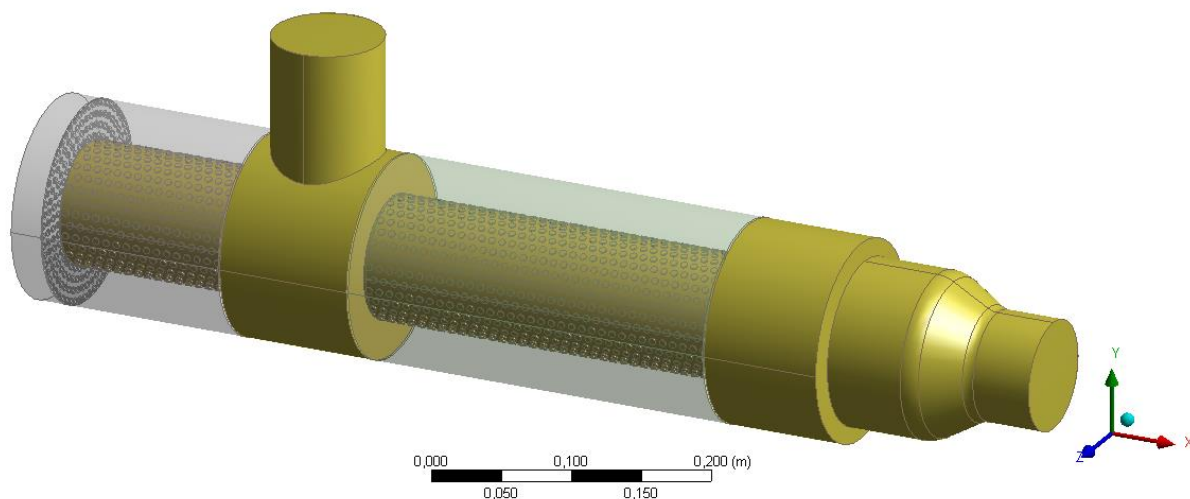
Doba výpočtu u této simulace byla 10,6 h, tudíž delší skrze větší počet prvků a uzlů. Výsledné přenosové ztráty upraveného tlumiče varianty č.1 jsou znázorněny v grafu na obrázku 41. Pro názorné porovnání je v grafu také vynesena průběh přenosových ztrát současné vyráběné verze tlumiče. Oproti předešlému tlumiči došlo ke zvýšení tlumicí schopnosti v oblasti 1400-1900 Hz a posunutí první špičky v průběhu přenosových ztrát z oblasti 300 až 500 Hz do oblasti 100 až 300 Hz. Zlepšení v oblasti 100-300 Hz je příznivé, neboť zde leží frekvence průchodu lopatek. Ale protože se jedná pouze o velmi úzkou oblast, tak při změně otáček dmyhadla může dojít k přesunu kritických frekvencí (od průchodu lopatek, pulzační) do oblasti frekvencí, kde je naopak účinnost tlumení nižší zejména pro frekvenci pulzační. Pro frekvenci od průchodu lopatek by tato varianta tlumiče měla znamenat zlepšení.



Obrázek 41 – Porovnání přenosových ztrát současného tlumiče a tlumiče varianty č.1

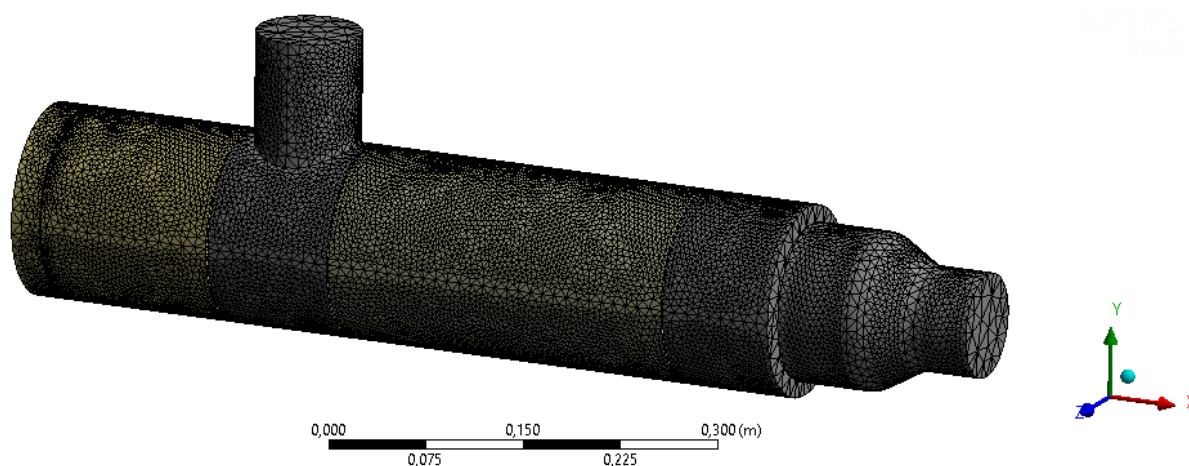
#### 4.3.2 TLUMIČ VÝTLAKU - VARIANTA Č.2

Druhá simulovaná varianta tlumiče vychází opět ze současně vyráběného tlumiče, kterému byl zvětšen průměr trubky, tvořící plášť. Trubka byla zvětšena z průměru 124 mm na průměr 159 mm. Jedná se totiž o velikost trubky běžně využívanou ve firmě Kubiček VHS, z tohoto důvodu byla tato varianta volena jako jedna z reálných. Díky většímu průměru pláště tlumiče bylo možné zesílit absorpční návin minerální vaty kolem děrovaného potrubí uvnitř tlumiče. Varianta tohoto tlumiče je znázorněna na obrázku 42.



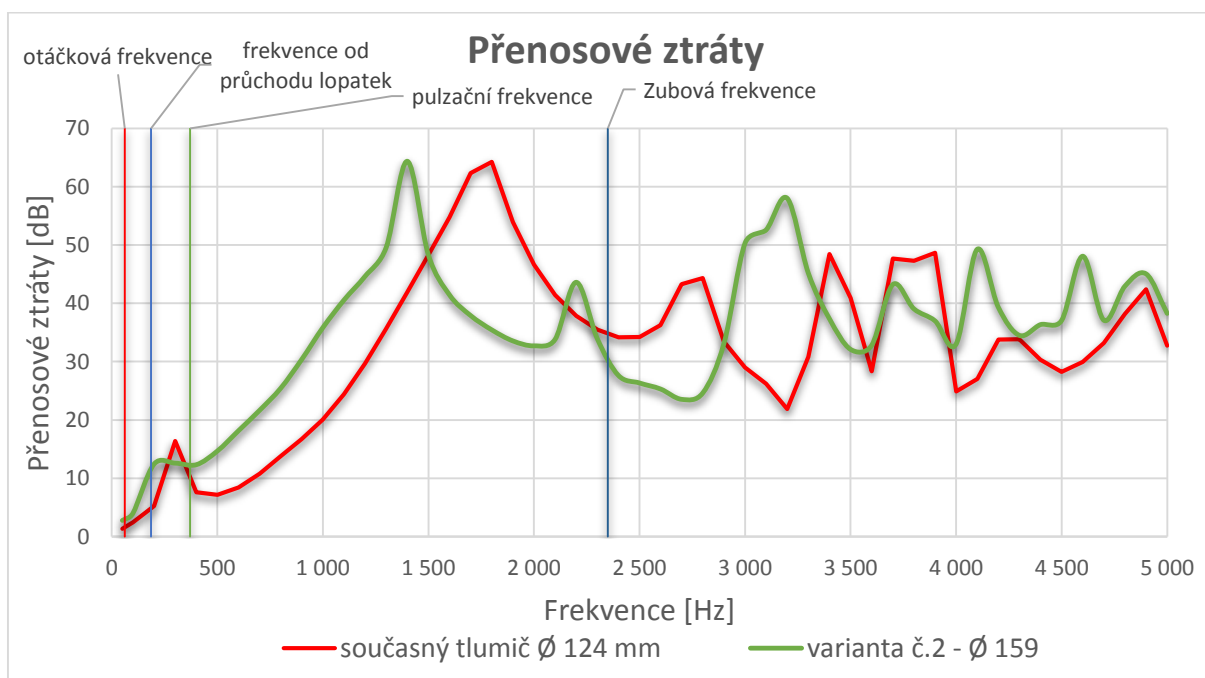
Obrázek 42 – Vnitřní geometrie tlumiče výtlaku – varianta č.2 (Ø 159 mm)

Další nastavení výpočtu proběhlo opět stejně, jako u předešlých dvou variant. Sít' konečných prvků obsahuje 514347 prvků a 859714 uzlů a sít' je znázorněna na obrázku 43. Jako další krok opět následoval výpočet přenosových ztrát. Simulace tohoto tlumiče trvala 10,3 h.



Obrázek 43 - Vytvořená síť konečných prvků akustického prostoru tlumiče výtlaku s pláštěm o průměru 159 mm

Výsledné přenosové ztráty tlumiče varianty č.2 jsou znázorněny v grafu na obrázku 44. Společně s variantou č.2 je v grafu znázorněn průběh přenosových ztrát současného tlumiče, aby bylo možné porovnat zlepšení/zhoršení momentálně uvažované varianty. Ze znázorněného grafu je zřejmé zlepšení v oblasti 100-1400 Hz, s výjimkou frekvence 300 Hz, která u současného tlumiče vykazuje lepší tlumicí hodnoty. Protože se kritické frekvence a příp. jejich násobky pohybují do oblasti maximálně 1500 Hz, považují tuto variantu tlumiče výtlaku za úspěšnou. Účinnost tlumiče považují za výrazně lepší především v nízkých frekvencích. Lze konstatovat, že tato varianta tlumiče lépe reaguje na změnu otáček dmyhadla. Pokud dojde ke snížení/zvýšení otáček dmyhadla, tlumič výtlaku dokáže účinněji tlumit kritické frekvence na rozdíl od tlumiče současně vyráběného.

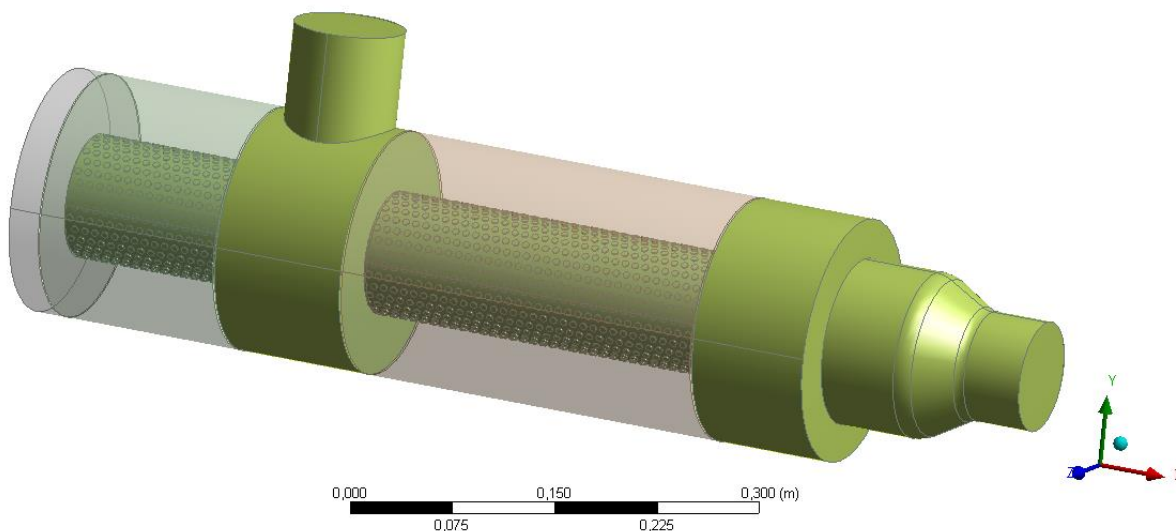


Obrázek 44 - Porovnání přenosových ztrát současného tlumiče a tlumiče varianty č.2



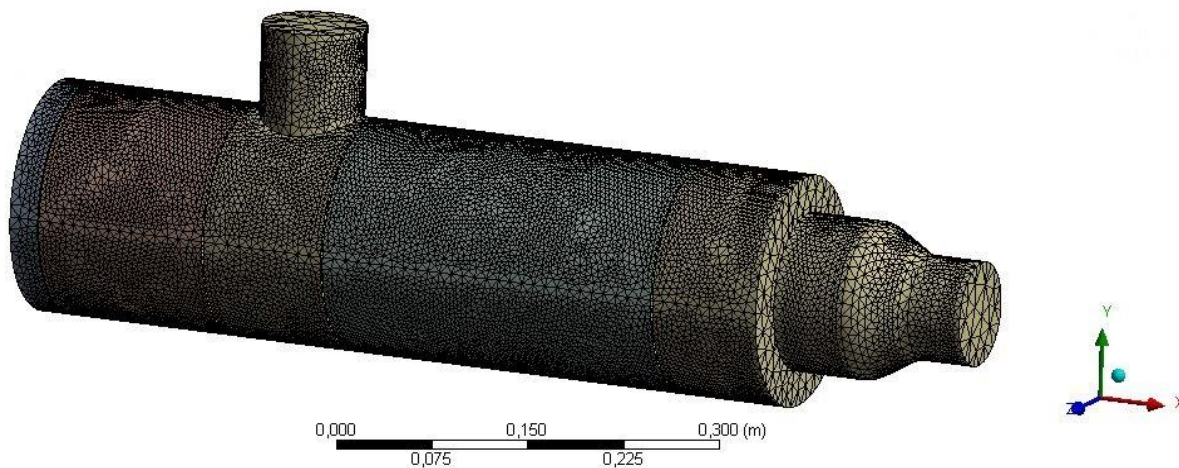
### 4.3.3 TLUMIČ VÝTLAKU - VARIANTA Č.3

Po předchozí simulaci, která vykazovala poměrně dobré výsledky, byla provedena úprava tlumiče zvětšením průměru současně vyráběného tlumiče na průměr 194 mm. Tento rozměr byl opět volen s ohledem na používané polotovary ve firmě Kubíček VHS. Vnitřní geometrie tlumiče varianty č.3, je znázorněna na *obrázku 45*.



*Obrázek 45 - Vnitřní geometrie tlumiče výtlaku – varianta č.3 (Ø 194 mm)*

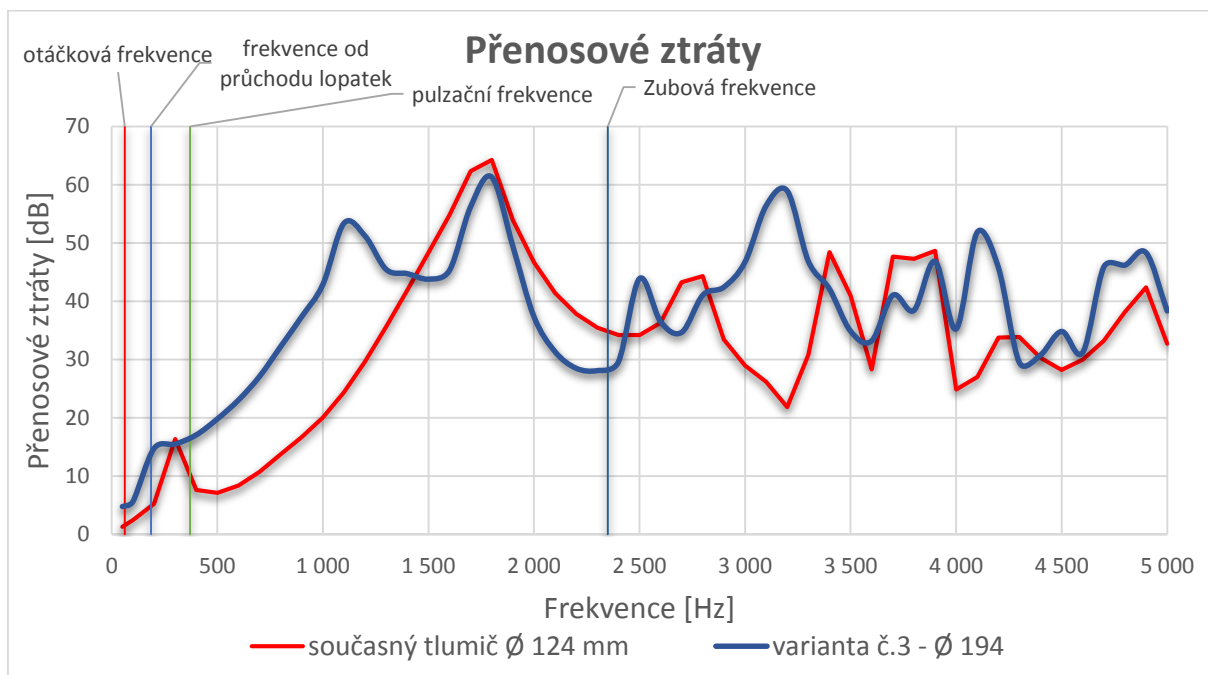
Vytvořená síť konečných prvků vnitřní geometrie tlumiče obsahuje 503699 prvků a 843896 uzlů a je znázorněna na *obrázku 46*. Výpočet trval 10,8 h.



*Obrázek 46 - Vytvořená síť konečných prvků akustického prostoru tlumiče s průměrem pláště 194 mm*

Přenosové ztráty vypočtené u tlumiče výtlaku varianty č.3 jsou opět znázorněny v grafu na *obrázku 47* pro snadné porovnání se současnou vyráběnou verzí. Zde už lze pozorovat značné zlepšení především v oblasti nízkých frekvencí, což je velmi žádoucí. Tlumič výtlaku varianta č.3 je ve všech hodnotách přenosových ztrát účinnější až do frekvence 1500 Hz. Kritickým frekvencím odpovídá vyšší útlum i v případě, že dojde ke změně otáček dmychadla

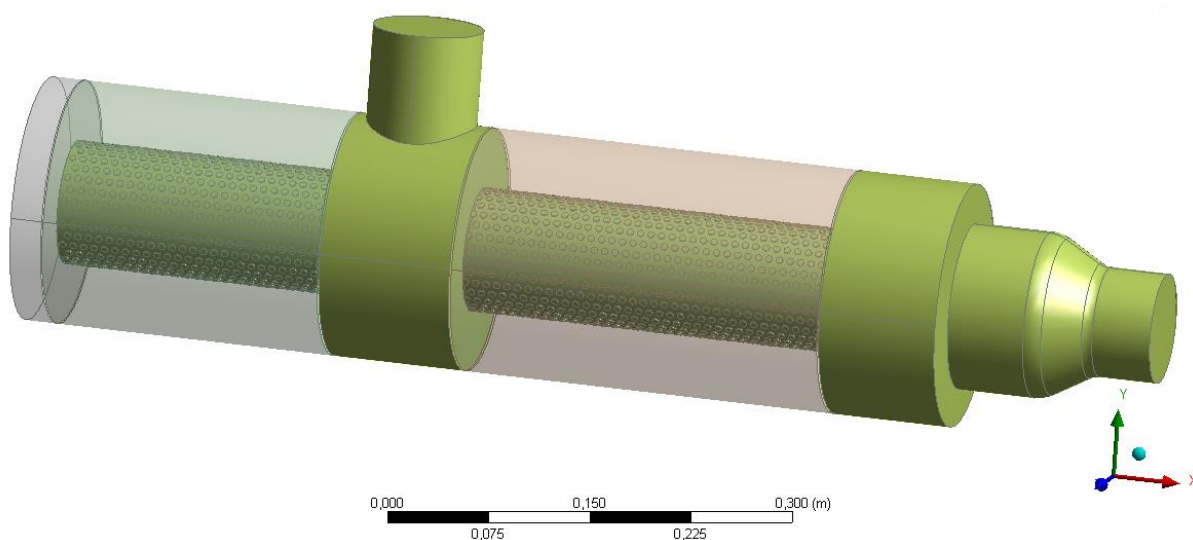
a tyto kritické frekvence se posunou níž nebo výš. Tato varianta tlumiče výtlaku je považována za neúčinnější.



Obrázek 47 - Porovnání přenosových ztrát současného tlumiče a tlumiče varianty č.3

#### 4.3.4 TLUMIČ VÝTLAKU - VARIANTA Č.4

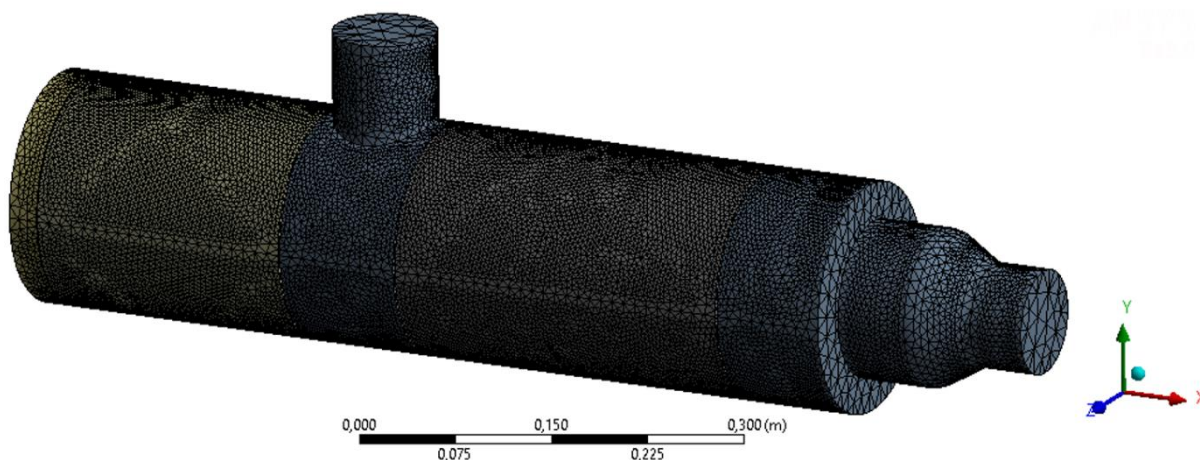
Z důvodu poměrně příznivých výsledků přenosových ztrát u tlumiče výtlaku varianty č.1 byla provedena ještě jedna možná varianta č.4, která zkombinovala prodloužení tlumiče o 70 mm a zároveň zvětšení průměru pláště tlumiče. Tímto se využilo maximálních možných rozměrů tlumiče, které by mohly být aplikovány ve výrobě. Vnitřní geometrie tohoto tlumiče je znázorněna na *obrázku 48*.



Obrázek 48 - Vnitřní geometrie tlumiče výtlaku – varianta č.4 ( $\varnothing 194$  mm + 70 mm prodloužení)

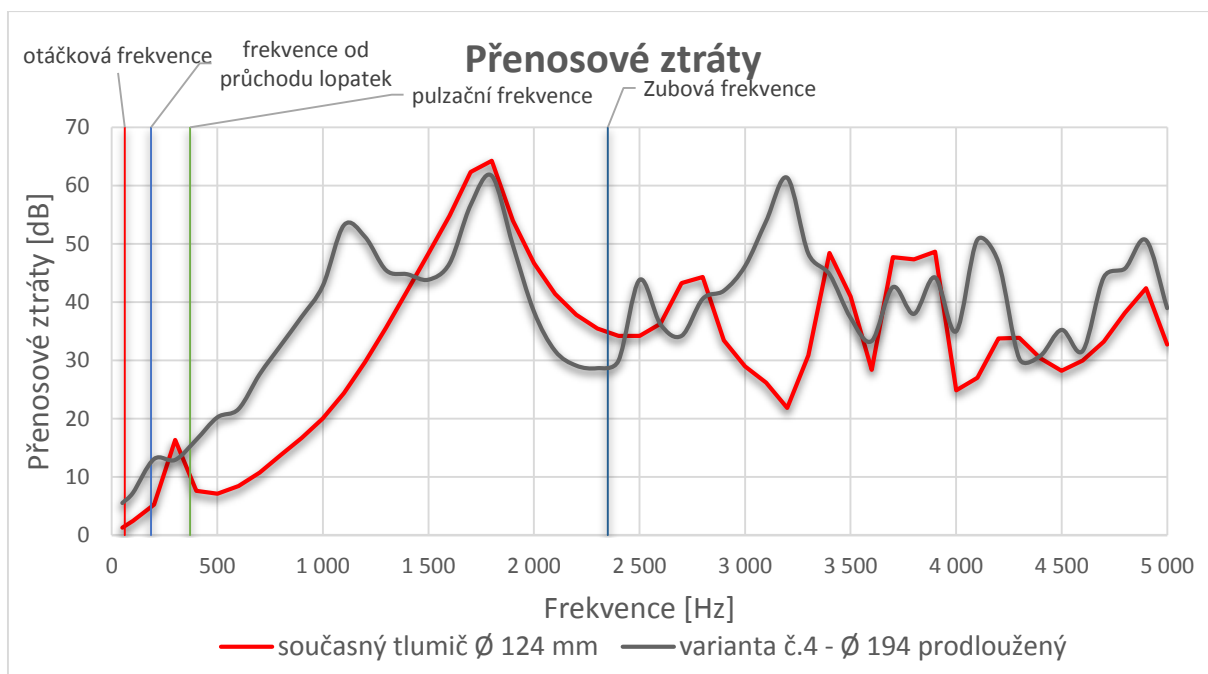


Síť konečných prvků vnitřní geometrie této varianty tlumiče obsahuje 546585 prvků a 915987 uzlů a je znázorněna na *obrázku 49*. Doba simulace trvala 11,3 h.



*Obrázek 49 - Vytvořená síť konečných prvků akustického prostoru tlumiče s průměrem pláště 194 mm + 70 mm prodloužení*

Výsledky tlumiče výtlaku varianty č.4 jsou znázorněny opět v grafu spolu se současně vyráběným tlumičem na *obrázku 50*. Oproti současné verzi tlumiče nastalo zlepšení, ale ve srovnání s předchozím tlumičem o stejném průměru bez prodloužení došlo v blízkém okolí frekvence 300 Hz ke snížení schopností pohlcovat hluk. Mírné zlepšení proběhlo v nízkých frekvencích do 150 Hz.



*Obrázek 50 - Porovnání přenosových ztrát současného tlumiče a tlumiče varianty č.4*





#### 4.4 SHRUTÍ VÝSLEDKŮ TLUMIČE VÝTLAKU

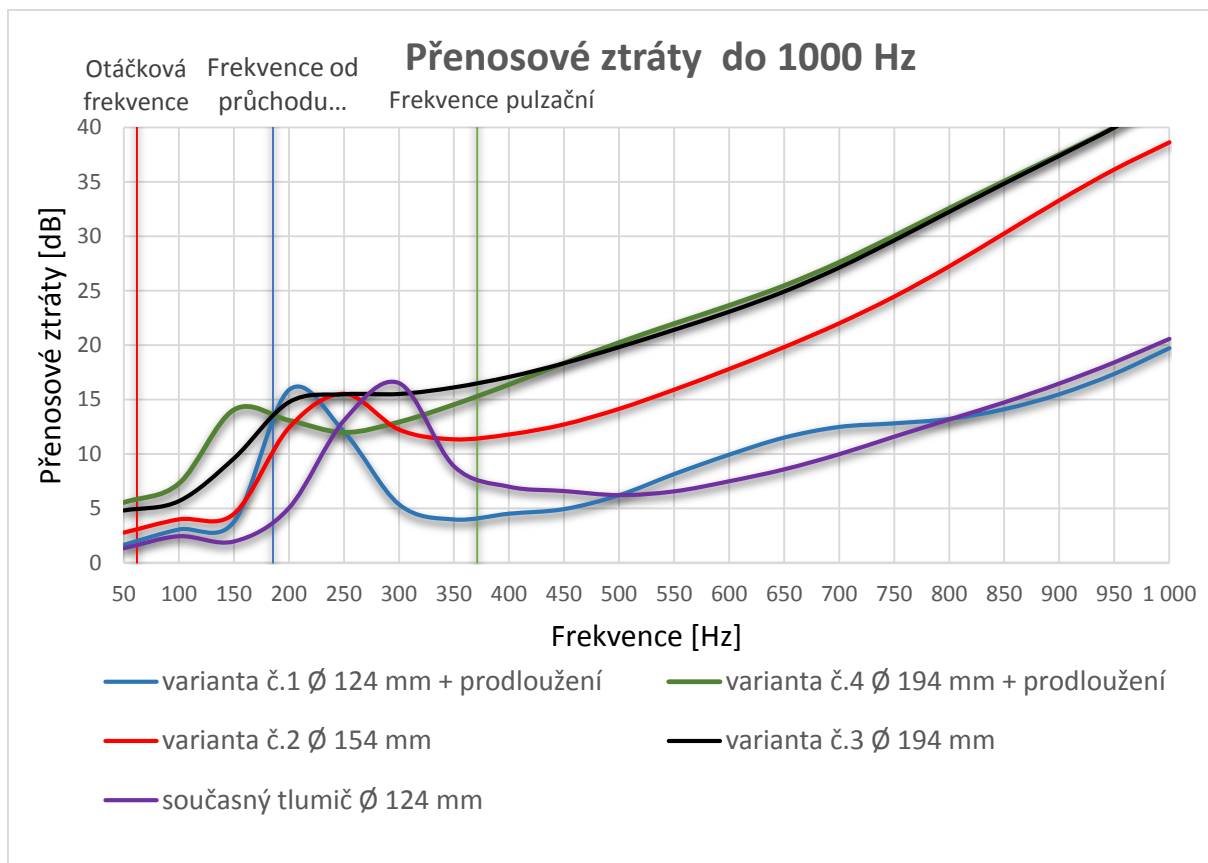
Cíle této kapitoly spočívaly na srovnání výše simulovaných variant tlumičů výtlaku, navržené pro lepší tlumicí vlastnosti oproti tlumiči v současné době vyráběnému. Jako první byl simulován právě současný tlumič, jakých přenosových ztrát dosahuje. Simulací se zjistilo, že jeho tlumicí schopnost v nízkých frekvencích do 1000 Hz nejsou moc vhodné, když se pomine úzká oblast kolem 300 Hz, kde se nacházela vyšší tlumicí schopnost o cca 10 dB. Dále následovaly postupně upravené varianty tohoto tlumiče.

Varianta tlumiče č.1 představovala pouhé prodloužení o 70 mm ve slepé části tlumiče. Tato varianta byla provedena na základě přání vedení firmy Kubíček VHS, jako možné zlepšení bez výrazného zásahu konstrukce soustrojí dmychadla. Výsledek této varianty znamenal pouhé posunutí zmiňovaného úzkého pásma se zvýšenou tlumicí schopností z oblasti hodnoty frekvence 300 Hz do oblasti hodnoty frekvence 200 Hz. Charakteristika tlumiče zůstala jinak nezměněná.

Z důvodu malého zlepšení byla provedena simulace tlumiče varianty č.2, která vycházela opět ze současného tlumiče, ale místo změny délky proběhla změna průměru tlumiče. U této varianty už lze pozorovat zlepšení přenosových ztrát. Předešlá úzká oblast se zvýšenou tlumicí schopností se posunula mezi současný tlumič a tlumič varianty č.1 a navíc nastalo zlepšení přenosových ztrát ve vyšších frekvencích, což považuji za příznivé.

Po docela uspokojivém výsledku tlumiče varianty č.2, byla provedena varianta č.3, která opět spočívala ve zvětšení průměru z hodnoty 154 mm na hodnotu 194 mm. Výsledek tlumiče výtlaku varianty č.3 odstranil zmiňovanou zvýšenou úzkou tlumicí oblast a dokáže poměrně účinně tlumit už od 200 Hz. S rostoucí frekvencí přenosové ztráty tohoto tlumiče rostla výše až k 40 dB při 1000 Hz, na rozdíl od současného tlumiče výtlaku, který v 1000 Hz měl přenosové ztráty pouze 20 dB.

Dále byla simulována poslední 4. varianta tlumiče výtlaku, která vycházela z průměru 194 mm a navíc byla prodloužena o 70 mm na slepé části tlumiče. Výsledek znamenal zlepšení přenosových ztrát v nižších frekvencích oproti variantě č.3, ale na úkor oblasti kolem 250 Hz, kde klesly přenosové ztráty zhruba o 4 dB.



Obrázek 51 – Porovnání výsledků všech simulovaných variant tlumičů výtlaku

Pro přesnější vyjádření přenosových ztrát všech variant tlumičů výtlaku v nízkofrekvenční oblasti, byly tlumiče přepočítány v rozsahu 0 až 1000 Hz s krokem 50 Hz. Výsledky lze vidět na obrázku 51, kde je znázorněn graf porovnávající přenosové ztráty všech počítaných variant tlumičů výtlaku. Nejpriznivější výsledek se jeví jako tlumič varianty č.3, který má oproti současnému zvětšený průměr pláště z 124 mm na 194 mm a díky tomu se mezi děrovanou trubku vedoucí stlačený vzduch a vnější plášť vejde více tlumícího materiálu. Tento tlumič nabízí ve frekvenčním pásmu 200-350 Hz plochou charakteristiku a při změně otáček dmyhadla (otáčková, od průchodu lopatek, pulzační frekvence se přemístí) nedojde ke skokovým změnám přenosových ztrát jako třeba u tlumiče v současné době vyráběného.

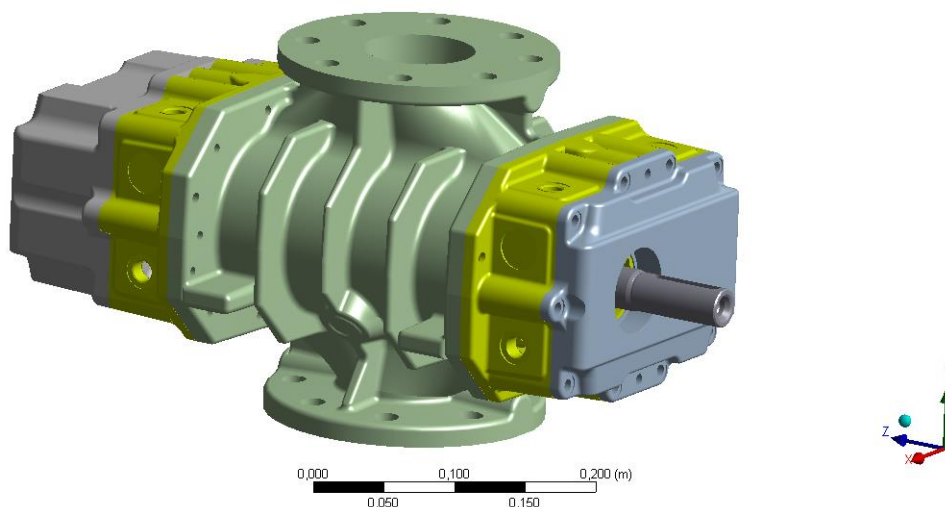
## 5 SKŘÍŇ DMYCHADLA

Další kapitolou této diplomové práce bylo vytvořit MKP model skříně dmyhadla včetně ložiskových těles a jejich vík pro následný výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů a výpočet šíření vibrací a vyzařovaného hluku.

Jedním z důvodů, proč byla provedena tato analýza, bylo zjistit, jestli jednotlivé odlitky samotného dmyhadla jsou správně navrženy a jestli nedochází k potkávání frekvencí budících sil s vlastními frekvencemi dmyhadla, což by mělo za následek vznik rezonance a tím nadměrných kmitů dmyhadla. Pokud se pominou aerodynamické vlivy uvnitř dmyhadla, které mohou generovat nechtěné vibrace a s tím související hluk, tak dlouholetá praxe ve firmě Kubíček VHS ukázala, že na výši hodnot vibrací a tím následně úroveň hluku mají dominantní podíl ozubená kola uvnitř dmyhadla, starající se o synchronizaci hnací a hnané hřídele, na kterých se nacházejí rotory. Všechny zde řešené vibrace se vztahují na funkční nové dmyhadlo, u kterého se nepředpokládají poruchové stavy jako např. opotřebená ložiska, ozubená kola apod.

### 5.1 MODÁLNÍ ANALÝZA DMYCHADLA

Nejprve byla provedena modální analýza dmyhadla 3D28C. Úkolem v této kapitole bylo zjistit vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů dmyhadla. Základem byl import geometrie dmyhadla vytvořeného v programu SolidWorks do programu Ansys 15 ve formátu .STEP.



Obrázek 52 –3D model dmyhadla 3D28C

Model geometrie dmyhadla je znázorněn na *obrázku 52*. Model charakterizuje kompletně sestavené dmyhadlo, pouze nebyly zahrnuty drobné součásti jako labyrintové těsnění, gufera, zátky, spojovací materiál atd. a nebyla modelována geometrie ložisek. Model dmyhadla je složen ze skříně (šedo-zelená prostřední část), na skříně navazují z obou stran ložisková tělesa (žlutá barva) a obě ložisková tělesa jsou uzavřena víky. Uvnitř dmyhadla se nachází hnací a hnaná hřídel, nesoucí třízubé rotory.

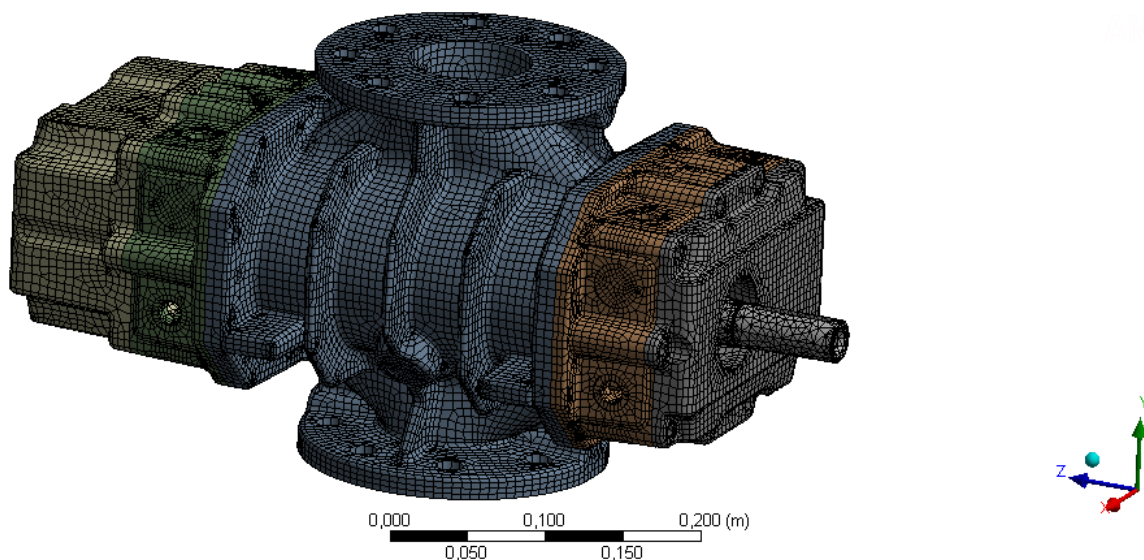
Na přichystané geometrii byla následně vygenerována síť konečných prvků. Byly zvoleny tyto typy prvků:

- |                      |  |
|----------------------|--|
| SOLID186 a SOLID187  | - pro objemové prvky (prostorové kvadratické prvky s 20/10 uzly) |
| CONTA174 a TARGET170 | - pro kontaktní prvky (rovinné kvadratické kontaktní prvky)      |
| MPC184               | - pro vazby mezi tělesy  |

Opět následovalo určení velikosti prvku dle rovnice (3.8), kde za  $c$  dosazujeme rychlost ohybových vln pro ocelovou desku tloušťky 10 mm  $c=301,42 \text{ ms}^{-1}$ . Zde bylo počítáno s frekvencí až 10000 Hz. Po dosažení do rovnice:

$$l_{max} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f} = \frac{301,42}{6 \times 10000} = 0,00502 \quad [m] \quad (5.1)$$

S ohledem na zvolený frekvenční rozsah řešení 0 až 5000 Hz byla velikost prvku volena 0,006 m. Na těleso dmyhadla, ložiskové skříně a víka byla pro generaci sítě použita metoda hexadominant, kdy se generuje především strukturovaná hexahedrická síť s malým podílem tetraedrických prvků. Na rotory byla použita nestrukturovaná (volná) síť tvořena tetraedrickými prvky. Po vytvoření sítě vzniklo celkem 281 369 prvků a 751 795 uzlů. Síť konečných prvků dmyhadla 3D28C je znázorněna na *obrázku 53*.

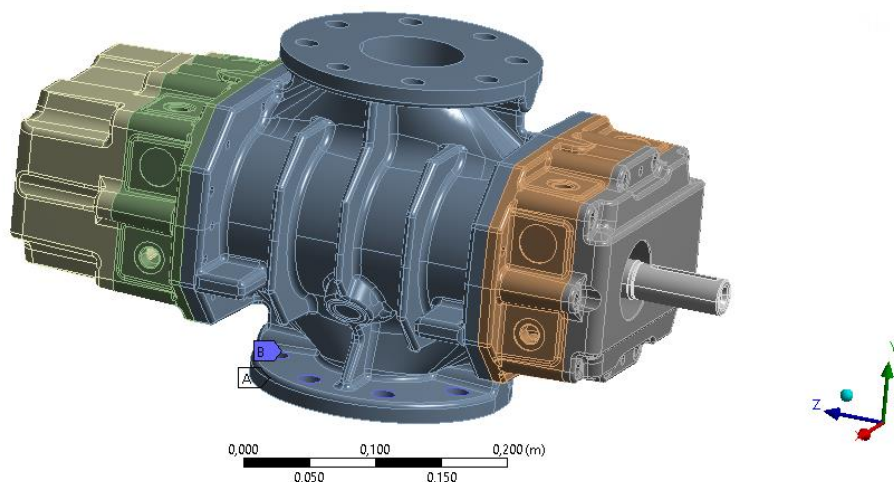


Obrázek 53 - Síť konečných prvků dmyhadla 3D28C

Dále bylo zapotřebí nastavit okrajové podmínky pro uchycení dmyhadla. Vetknutí bylo nastaveno v otvorech spodní příruby dmyhadla, kde je dmyhadlo přišroubováno k výtlačovému potrubí spojeného s rámem viz *obrázek 54*. Následně byly zavedeny rotační vazby mezi ložiskovými skříněmi a rotory viz *obrázek 55*, kde jsou rotační vazby znázorněné červenou a modrou barvou.

**B: Modal**  
Fixed Support 2  
Frequency: N/A

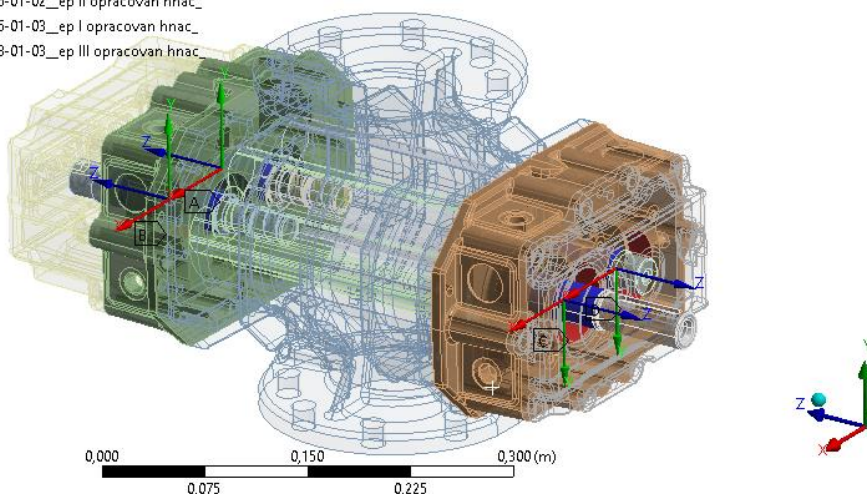
**A** Fixed Support  
**B** Fixed Support 2



Obrázek 54 – Okrajové podmínky uchycení dmychadla v otvorech na spodní přírubě

**Revolute - K0626-4\_01-02-01 To K0626-3\_01-08-01-03\_ep III opracovan hnac\_**

- A** Revolute - K0626-4\_01-03-01 To K0626-3\_01-06-01-02\_ep II opracovan hnac\_-1
- B** Revolute - K0626-4\_01-03-01 To K0626-3\_01-06-01-02\_ep II opracovan hnac\_
- C** Revolute - K0626-4\_01-02-01 To K0626-3\_01-06-01-03\_ep I opracovan hnac\_
- D** Revolute - K0626-4\_01-02-01 To K0626-3\_01-08-01-03\_ep III opracovan hnac\_



Obrázek 55 - Rotační vazby dmychadla mezi rotory a ložiskovými tělesy

Materiál použitý u odlitků skříně, ložiskových těles a vík je používána šedá litina s lupínkovým grafitem (LLG) s označením dle EN GJL-200. Tato litina má díky svému složení vysokou schopnost tlumení vibrací. Z tohoto důvodu je použita právě u odlitků dmychadel Kubíček VHS. Hřídele nesoucí rotory jsou vyrobeny z uhlíkové oceli třídy 15. Samotné rotory jsou z tvárné litiny s označením dle EN GJS-400. Materiál jednotlivých dílů byl v Ansysu uvažován jako homogenní izotropní. Tlumení materiálu nebylo uvažováno (netlumená modální analýza). Použité materiálové parametry jsou uvedeny v *tabulce 2*.



Tabulka 2 - Materiálové parametry použitých u dmychadla 3D28C

Materiálové parametry			
	Ocel	Šedá litina	Tvárná litina
Modul pružnosti v tahu	200 000 MPa	110 000 MPa	150 000 Mpa
Poissonovo číslo	0,3	0,28	0,3
Hustota	7850 kg.m <sup>-3</sup>	7200 kg.m <sup>-3</sup>	7100 kg.m <sup>-3</sup>

Dalším krokem byl samotný výpočet modální analýzy dmychadla 3D28C. Bylo počítáno prvních 200 vlastních frekvencí pomocí Bloc-Lanczosovy metody. Z důvodu vysokých nároků na výpočetní výkon byla tato simulace provedena na školním PC, který byl osazen procesorem Intel i7-5820K taktovaný na 4,2 GHz obsahující 6 jader a 12 vláken, 32 GB RAM. Doba výpočtu na tomto počítači byla 20,74 h.

Vypočítané vlastní frekvence dmychadla 3D28C jsou uvedeny v *tabulce 3*. Nejvyšší spočítaná vlastní frekvence má hodnotu 9587,74 Hz.





Tabulka 3 - Vypočtené vlastní frekvence dmychadla

MODE	FREQUENCY	MODE	FREQUENCY	MODE	FREQUENCY	MODE	FREQUENCY
1	144.793	51	3857.31	101	5927.18	151	7906.63
2	148.892	52	3877	102	5947.66	152	7951.51
3	151.372	53	3894.79	103	6020.37	153	7970.97
4	234.202	54	3916.67	104	6038.91	154	7998.49
5	282.105	55	4049.65	105	6056.16	155	8020.26
6	566.357	56	4114.14	106	6124.92	156	8025.96
7	861.573	57	4184,8	107	6155,76	157	8052,81
8	879.428	58	4323.18	108	6214.42	158	8076,3
9	1242.28	59	4417.23	109	6251.27	159	8137.74
10	1394.46	60	4463.11	110	6344.75	160	8156,4
11	1403.44	61	4516.23	111	6360.85	161	8211.45
12	1416.68	62	4577.11	112	6382.89	162	8280.88
13	1519.95	63	4604.28	113	6464.58	163	8300.33
14	1546.15	64	4683.31	114	6481.72	164	8346,2
15	1672.41	65	4726.74	115	6491.16	165	8383.36
16	1705.04	66	4752.37	116	6516.96	166	8424.51
17	1852.58	67	4758.46	117	6565,96	167	8439,26
18	1933.8	68	4769.63	118	6612.17	168	8443.15
19	2047.4	69	4806.59	119	6647.47	169	8461.06
20	2098.49	70	4892.28	120	6676.36	170	8497.33
21	2156.27	71	4902.19	121	6709.59	171	8528.89
22	2372.16	72	4956.97	122	6741.24	172	8545.98
23	2402.54	73	4960	123	6800,9	173	8636.28
24	2429.69	74	5005.06	124	6821.85	174	8642,41
25	2517.73	75	5078.88	125	6876.31	175	8670.82
26	2589.83	76	5111.13	126	6882,8	176	8774.96
27	2622.19	77	5121.4	127	6892.36	177	8808,6
28	2634.57	78	5134.72	128	6922.02	178	8873,7
29	2655.94	79	5156.41	129	6965.61	179	8883.11
30	2716.81	80	5159.42	130	7027.67	180	8912.49
31	2811.26	81	5195.86	131	7034.42	181	8913.06
32	2825.35	82	5268.49	132	7057.59	182	9018.53
33	2954.88	83	5276.06	133	7143.01	183	9039.18
34	2968.54	84	5305.28	134	7202.42	184	9053.83
35	3017.19	85	5360.68	135	7249	185	9079.42
36	3046.46	86	5387.76	136	7343.34	186	9130.86
37	3090.45	87	5465.91	137	7363.97	187	9143.63
38	3114.37	88	5522.02	138	7411.83	188	9157.08
39	3114.92	89	5548.08	139	7450.77	189	9209.12
40	3156.63	90	5572.87	140	7475.24	190	9250,2
41	3213.99	91	5611.37	141	7500,8	191	9275.82
42	3302.97	92	5680.96	142	7538.77	192	9337.44
43	3350.6	93	5710.56	143	7565.26	193	9376.32
44	3439.3	94	5766.48	144	7595.78	194	9383.32
45	3533.26	95	5789.76	145	7618,2	195	9426.52
46	3652.59	96	5824.85	146	7739.51	196	9458.71
47	3711.86	97	5845.21	147	7769.93	197	9488.46
48	3740.76	98	5869.63	148	7781.37	198	9535.43
49	3763.62	99	5882.07	149	7821.89	199	9574.55
50	3813.13	100	5921.48	150	7886.91	200	9587.74

V tabulce se nachází také 2 frekvence odpovídající volnému otáčení rotorů, jedná se o mód 1 a mód 3. Tyto vlastní frekvence by měly být teoreticky blízké nule. Zde vychází nenulové z důvodu problému s kontaktními prvky mezi ocelovou částí hřídelů a litinovou částí s lopatkami. Jestliže byl vytvořen model rotorů z jednoho kusu a jednoho materiálu, pak tyto



vlastní frekvence vycházely skutečně blízké nule, ovšem model nezohledňoval různé materiály hřidelů.

Dalším krokem bylo stanovit, které z těchto vlastních frekvencí nejvíce přispívají k posuvům v daných směrech souřadného systému. K tomu bylo použito seřazení jednotlivých vypočtených vlastních frekvencí podle velikosti příspěvku daného módu k posuvům v daném směru (*modal participation factor*). Jednotlivé nejvíce přispívající vlastní frekvence v daných směrech souřadného systému jsou uvedeny v *tabulkách 4 až 6*. Prvních několik nejvíce přispívajících tvarů kmitů je potom znázorněno na *obrázku 56 až 58*.

*Tabulka 4 - Vlastní frekvence dmychadla seřazené dle příspěvku daného modulu (participation factor) k posuvům ve směru osy x*

MODE	FREQUENCY [Hz]	PERIOD	PARTIC. FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMILATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF. MASS TO TOTAL MASS
2	148,892	6,72E-03	6,4568	1	41,6904	0,666498	0,633768
7	861,573	1,16E-03	4,1669	0,645354	17,3633	0,942572	0,263953
17	1852,58	5,40E-04	1,1374	0,176147	1,29357	0,986705	1,97E-02
1	144,793	6,91E-03	0,50834	0,078729	0,258409	4,11E-03	3,93E-03
14	1546,15	6,47E-04	0,48082	0,074467	0,231188	0,948	3,51E-03
54	3916,67	2,55E-04	0,33812	0,052366	0,114322	0,992938	1,74E-03
28	2634,57	3,80E-04	0,28501	0,044141	8,12E-02	0,989607	1,23E-03
20	2098,49	4,77E-04	0,27422	0,042469	7,52E-02	0,988015	1,14E-03
9	1242,28	8,05E-04	0,26581	0,041167	7,07E-02	0,944001	1,07E-03
55	4049,65	2,47E-04	0,24925	0,038603	6,21E-02	0,993925	9,44E-04
72	4956,97	2,02E-04	0,15214	0,023563	2,31E-02	0,994791	3,52E-04
82	5268,49	1,90E-04	0,14588	0,022593	2,13E-02	0,995889	3,23E-04
8	879,428	1,14E-03	0,13882	0,021499	1,93E-02	0,942879	2,93E-04
195	9426,52	1,06E-04	0,13318	0,020627	1,77E-02	0,999319	2,70E-04
29	2655,94	3,77E-04	0,10867	0,01683	1,18E-02	0,989795	1,80E-04
176	8774,96	1,14E-04	0,10804	0,016732	1,17E-02	0,998588	1,77E-04
191	9275,82	1,08E-04	0,10149	0,015719	1,03E-02	0,998993	1,57E-04
sum					61,35561		0,932714049



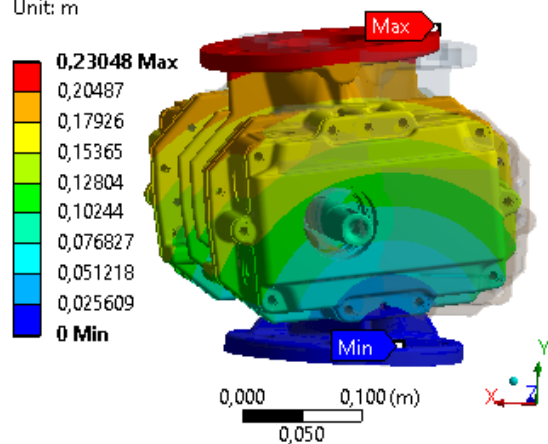
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 2

Type: Total Deformation

Frequency: 148,89 Hz

Unit: m

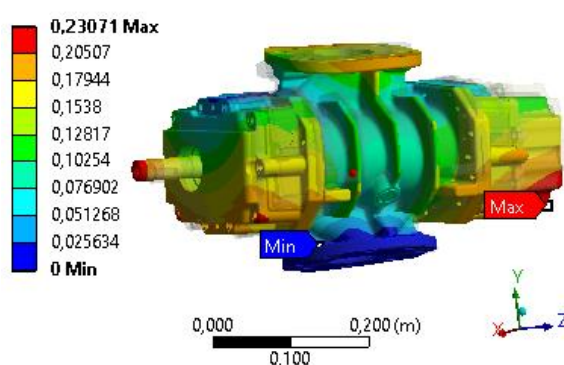
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 7

Type: Total Deformation

Frequency: 861,57 Hz

Unit: m

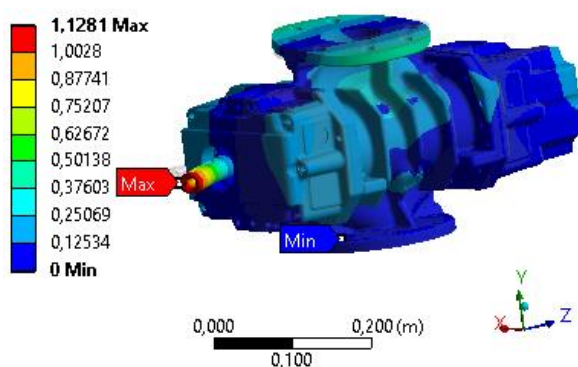
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 17

Type: Total Deformation

Frequency: 1852,6 Hz

Unit: m

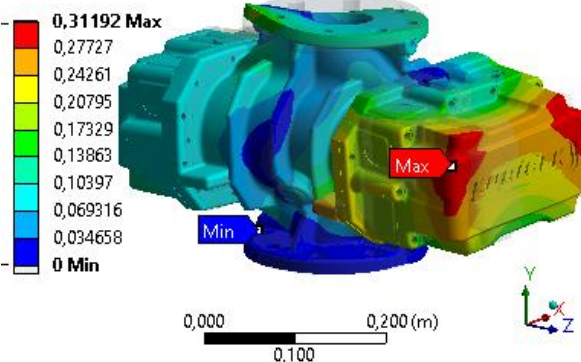
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 14

Type: Total Deformation

Frequency: 1546,2 Hz

Unit: m

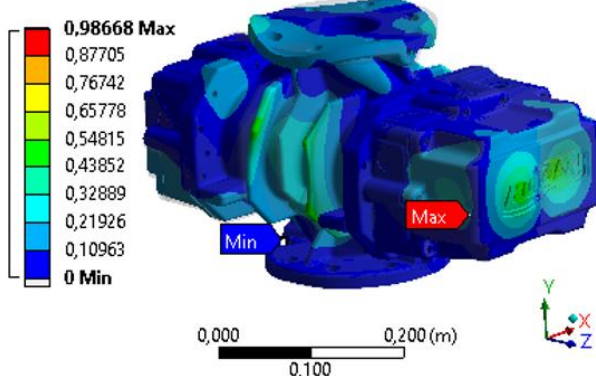
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 54

Type: Total Deformation

Frequency: 3916,7 Hz

Unit: m

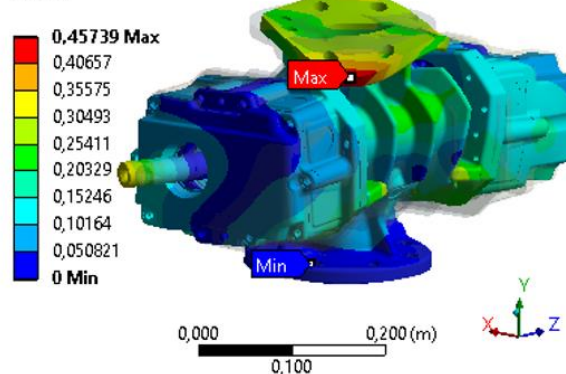
**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 28

Type: Total Deformation

Frequency: 2634,6 Hz

Unit: m



Obrázek 56 – Vypočtené vlastní tvary kmitů nejvíce přispívající k posuvům ve směru osy x

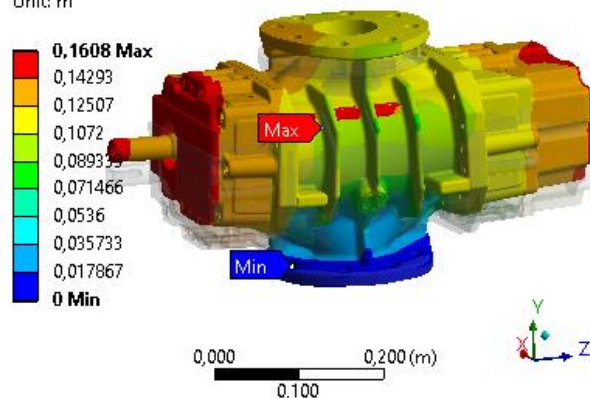


Tabulka 5 - Vlastní frekvence dmychadla seřazené dle příspěvku daného modulu (participation factor) k posuvům ve směru osy y

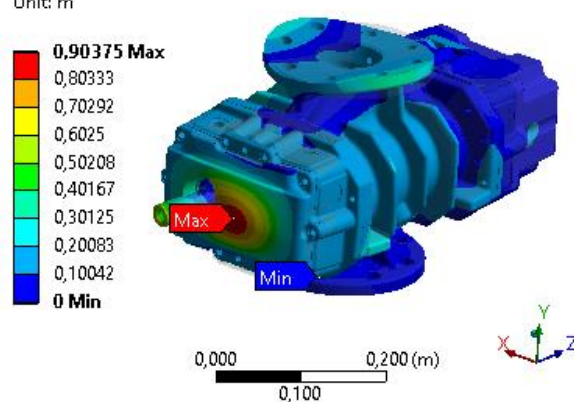
MODE	FREQUENCY [Hz]	PERIOD	PARTIC. FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMILATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF. MASS TO TOTAL MASS
6	566,357	1,77E-03	7,699	1	59,2743	0,934169	0,901074
26	2589,83	3,86E-04	0,46662	0,06060	0,217737	0,956267	3,31E-03
62	4577,11	2,18E-04	0,42349	0,05500	0,179345	0,978998	2,73E-03
30	2716,81	3,68E-04	0,41661	0,05411	0,173562	0,971809	2,64E-03
45	3533,26	2,83E-04	0,38657	0,05021	0,149436	0,974976	2,27E-03
73	4960	2,02E-04	0,32122	0,04172	0,103185	0,987149	1,57E-03
66	4752,37	2,10E-04	0,30964	0,04021	9,59E-02	0,982859	1,46E-03
65	4726,74	2,12E-04	0,28939	0,03758	8,37E-02	0,981359	1,27E-03
104	6038,91	1,66E-04	0,24747	0,03214	6,12E-02	0,995446	9,31E-04
67	4758,46	2,10E-04	0,24324	0,03159	5,92E-02	0,983784	8,99E-04
28	2634,57	3,80E-04	0,24126	0,03133	5,82E-02	0,959464	8,85E-04
100	5921,48	1,69E-04	0,23804	0,03091	5,67E-02	0,992539	8,61E-04
84	5305,28	1,88E-04	0,20532	0,02666	4,22E-02	0,989546	6,41E-04
59	4417,23	2,26E-04	0,18455	0,02397	3,41E-02	0,976163	5,18E-04
72	4956,97	2,02E-04	0,17927	0,02328	3,21E-02	0,985536	4,89E-04
105	6056,16	1,65E-04	0,17678	0,02296	3,13E-02	0,995935	4,75E-04
38	3114,37	3,21E-04	0,14245	0,01850	2,03E-02	0,97224	3,08E-04
sum					60,67236		0,92232693

**C: Modální analýza skrine**

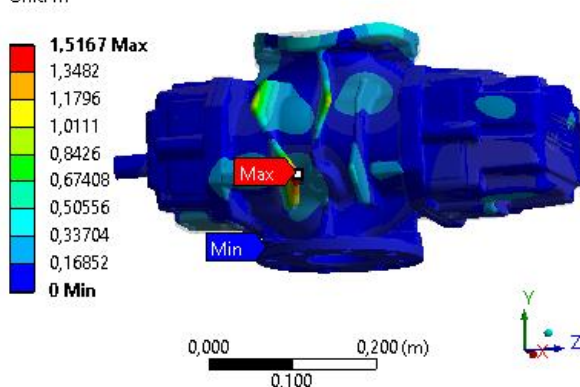
Total Deformation 6  
Type: Total Deformation  
Frequency: 566,36 Hz  
Unit: m

**C: Modální analýza skrine**

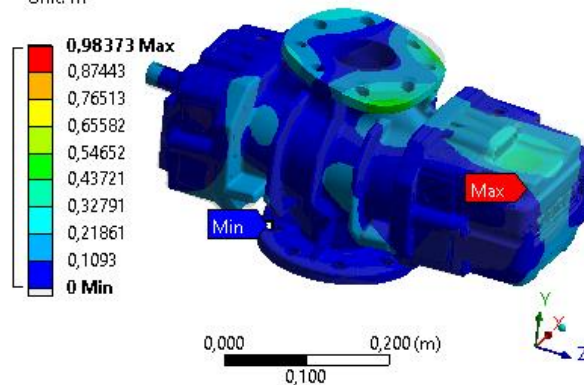
Total Deformation 26  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2589,8 Hz  
Unit: m

**C: Modální analýza skrine**

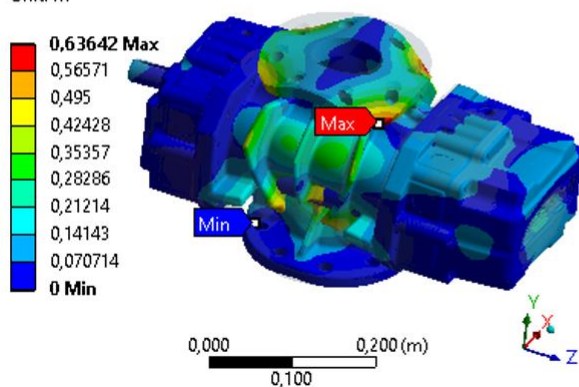
Total Deformation 62  
Type: Total Deformation  
Frequency: 4577,1 Hz  
Unit: m

**C: Modální analýza skrine**

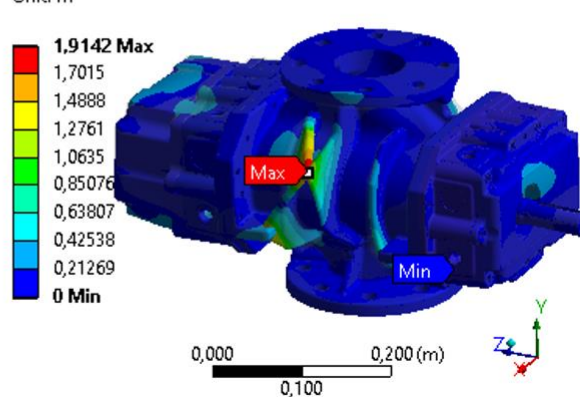
Total Deformation 30  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2716,8 Hz  
Unit: m

**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 45  
Type: Total Deformation  
Frequency: 3533,3 Hz  
Unit: m

**C: Modální analýza skrine**

Total Deformation 73  
Type: Total Deformation  
Frequency: 4960, Hz  
Unit: m



Obrázek 57 – Vypočtené vlastní tvary kmitů nejvíce přispívající k posuvům ve směru osy y



Tabulka 6 - Vlastní frekvence dmychadla seřazené dle příspěvku daného modulu (participation factor) k posuvům ve směru osy z

MODE	FREQUENCY [Hz]	PERIOD	PARTIC. FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMILATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF. MASS TO TOTAL MASS
8	879,428	1,14E-03	5,8719	1	34,4787	0,980075	0,524137
4	234,202	4,27E-03	5,1781	0,881859	26,8132	0,423684	4,08E-01
6	566,357	1,77E-03	0,82963	0,141289	0,688281	4,35E-01	1,05E-02
12	1416,68	7,06E-04	0,49276	0,083919	0,242814	0,98472	3,69E-03
30	2716,81	3,68E-04	0,30458	0,051871	9,28E-02	9,88E-01	1,41E-03
58	4323,18	2,31E-04	-0,25825	0,04398	6,67E-02	0,992179	1,01E-03
24	2429,69	4,12E-04	0,21154	0,036027	4,48E-02	0,986453	6,80E-04
7	861,573	1,16E-03	-0,21152	0,036022	4,47E-02	0,435267	6,80E-04
11	1403,44	7,13E-04	0,19482	0,033178	3,80E-02	0,980883	5,77E-04
196	9458,71	1,06E-04	0,1836	0,031268	3,37E-02	0,999864	5,12E-04
46	3652,59	2,74E-04	-0,17689	0,030125	3,13E-02	0,99008	4,76E-04
190	9250,2	1,08E-04	-17476	0,029763	3,05E-02	0,999142	4,64E-04
47	3711,86	2,69E-04	-0,17311	0,029481	3,00E-02	0,990553	4,56E-04
104	6038,91	1,66E-04	-0,16967	0,028896	2,88E-02	0,99482	4,38E-04
177	8808,6	1,14E-04	-0,1687	0,028729	2,85E-02	0,997993	4,33E-04
131	7034,42	1,42E-04	-0,16858	0,02871	2,84E-02	0,995885	4,32E-04
13	1519,95	6,58E-04	-0,16154	0,02751	2,61E-02	0,985132	3,97E-04
sum					62,747295		0,953901



**C: Modální analýza skřine**

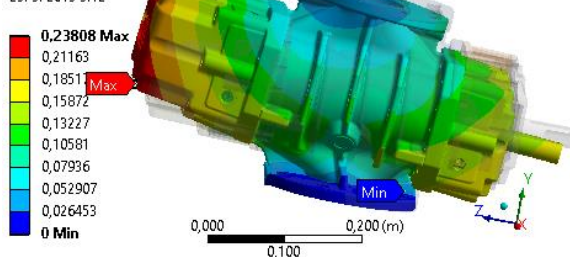
Total Deformation 8

Type: Total Deformation

Frequency: 879,43 Hz

Unit: m

23. 5. 2015 9:12

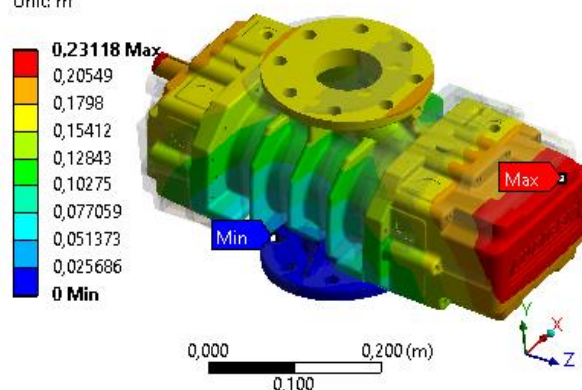
**C: Modální analýza skřine**

Total Deformation 4

Type: Total Deformation

Frequency: 234,2 Hz

Unit: m

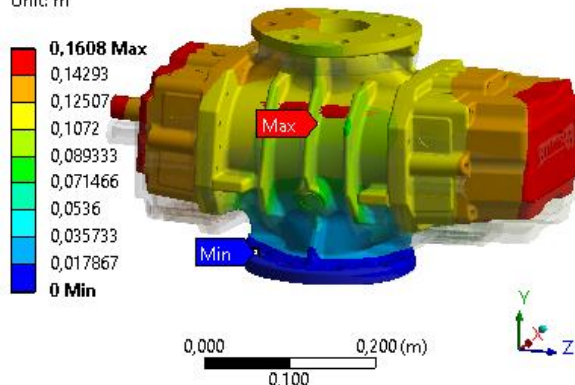
**C: Modální analýza skřine**

Total Deformation 6

Type: Total Deformation

Frequency: 566,36 Hz

Unit: m

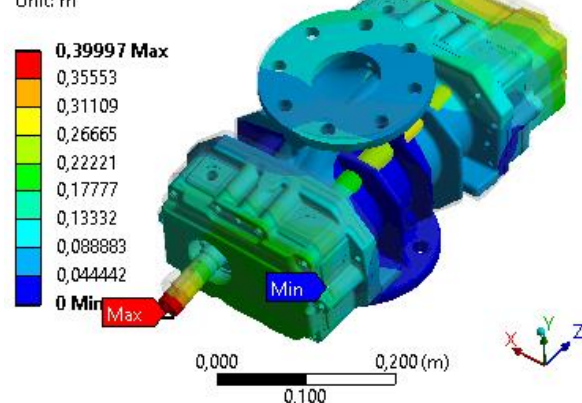
**C: Modální analýza skřine**

Total Deformation 12

Type: Total Deformation

Frequency: 1416,7 Hz

Unit: m

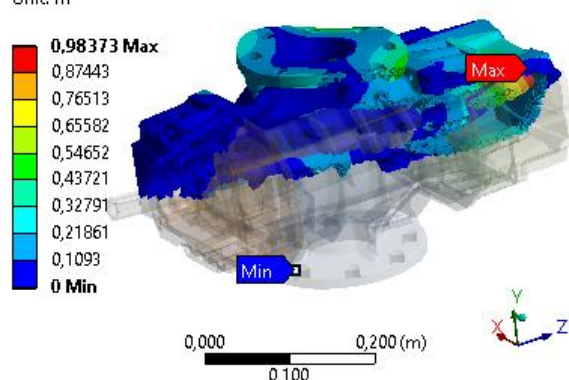
**C: Modální analýza skřine**

Total Deformation 30

Type: Total Deformation

Frequency: 2716,8 Hz

Unit: m

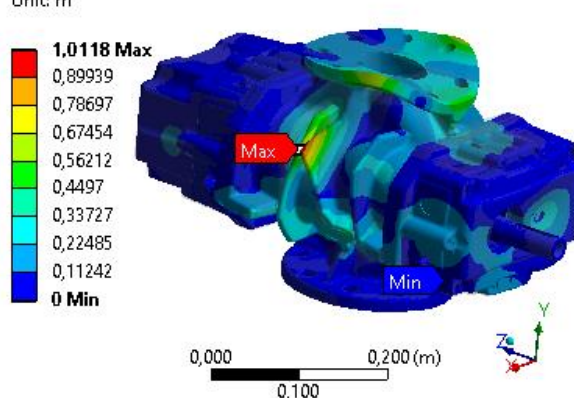
**C: Modální analýza skřine**

Total Deformation 58

Type: Total Deformation

Frequency: 4323,2 Hz

Unit: m



Obrázek 58 – Vypočtené vlastní tvary kmitů nejvíce přispívající k posuvům ve směru osy z

Nejvíce přispívající mód k posuvům ve směru osy x, přispívá mód 2 s frekvencí  $f=148,892$  Hz, při této frekvenci se skříň kolébá jako celek okolo podélné osy dmychadla. Nejvíce přispívající mód k posuvům ve směru osy y je pak mód 6 s frekvencí  $f=566,357$  Hz, zde skříň dmychadla

kmitá ohybovým tvarem kmitu kolem příčné osy dmychadla. Nejvíce přispívající mód k posuvům ve směru osy z, odpovídá mód 8 s frekvencí  $f=879,428$  Hz, kdy skříň dmychadla kmitá ohybovým tvarem kmitu kolem příčné osy dmychadla.

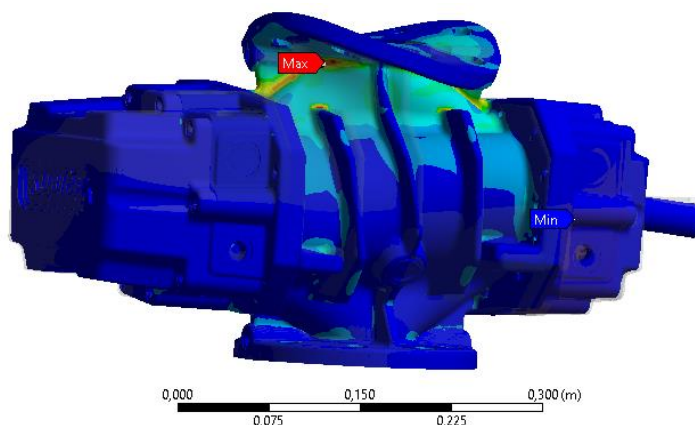
Analýza výsledků výpočtů ukázala, že v blízkosti zubové frekvence se nacházejí následující vlastní frekvence:

- |                                |   |
|--------------------------------|---|
| Frekvence $f=2372,2$ Hz mód 22 | - odpovídá kmitání skříně torzním tvarem kmitů  |
| Frekvence $f=2402,5$ Hz mód 23 | - odpovídá kmitání skříně ohybovým tvarem kmitů a probíhá deformace vík ložiskových těles |
| Frekvence $f=2429,7$ Hz mód 24 | - odpovídá kmitání skříně ohybovým tvarem kmitů a probíhá deformace vík ložiskových těles |

Pokud se tyto vlastní frekvence budou shodovat se zubovou frekvencí, může dojít k vybuzení a vzniku rezonance, která způsobí zvýšení úrovně vibrací a vyzářovaného hluku. Aby bylo možné tomuto zabránit, bylo by vhodné tyto vlastní frekvence přeladit na vyšší, případně nižší hodnoty upravením geometrie skříně, popřípadě ložiskových těles. Pro nejúčinnější změnu konkrétní vlastní frekvence je úprava geometrie v místech s největší hodnotou ekvivalentního přetvoření pro daný vlastní tvar kmitu. Následující obrázky zobrazují rozložení ekvivalentního přetvoření pro zmiňované tři vlastní frekvence v blízkosti zubové frekvence.

C: Modální analýza skříně  
Equivalent Elastic Strain 2  
Type: Equivalent Elastic Strain  
Frequency: 2372,2 Hz  
Unit: m/m

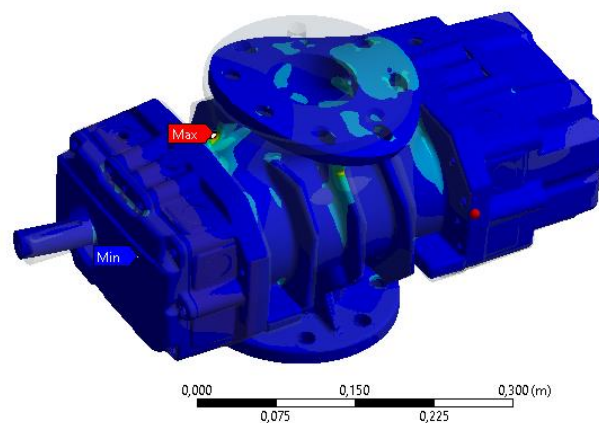
6,1469 Max  
5,4639  
4,781  
4,098  
3,415  
2,7321  
2,0491  
1,3662  
0,68322  
0,00025975 Min



Obrázek 59 – Ekvivalentní přetvoření, mód 23,  $f=2402,5$  Hz

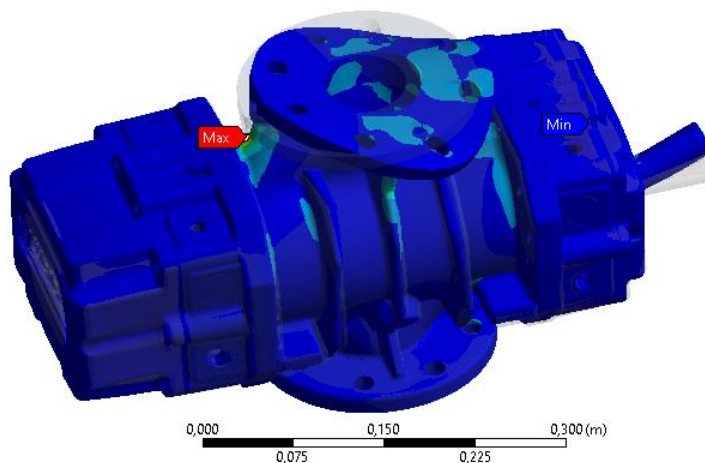
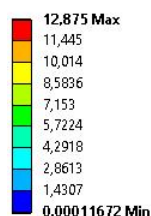
C: Modální analýza skříně  
Equivalent Elastic Strain 3  
Type: Equivalent Elastic Strain  
Frequency: 2402,5 Hz  
Unit: m/m

13,025 Max  
11,578  
10,131  
8,6835  
7,2362  
5,789  
4,3418  
2,8946  
1,4474  
0,00015239 Min



Obrázek 60 – Ekvivalentní přetvoření, mód 23,  $f=2429,7$  Hz

C: Modální analýza skřine  
 Equivalent Elastic Strain 4  
 Type: Equivalent Elastic Strain  
 Frequency: 2429,7 Hz  
 Unit: m/m

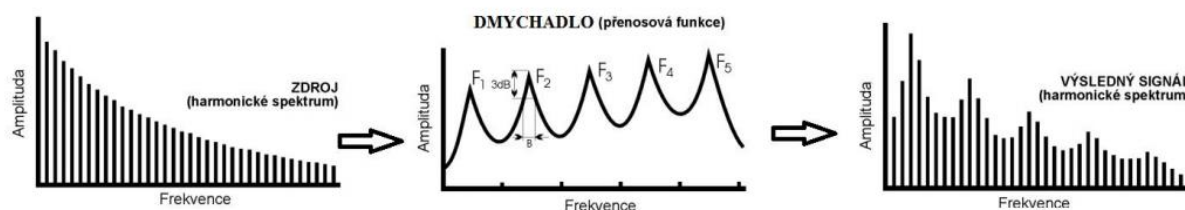


Obrázek 61 - Ekvivalentní přetvoření, mód 24,  $f=2429,7$  Hz

Nejúčinnější úprava (viz obrázky 59 až 61) vhodná pro přeladění těchto vlastních frekvencí by bylo zesílení skříně dmyhadla v oblasti pod horní přírubou, kde se nachází spojovací žebro mezi sacím hrdlem a dosedací plochou pro ložisková tělesa.

## 5.2 HARMONICKÁ ANALÝZA DMYCHADLA

Dalším krokem analýzy dmyhadla 3D28C bylo zjištění šíření vibrací dmyhadla pro následný výpočet vyzařovaného hluku. Pro výpočet skutečných vibrací skříně dmyhadla bylo zapotřebí zjistit skutečné průběhy tlakových sil od sání, přes stlačování až po výtlak, které působí na stěny skříně dmyhadla a rotory, viz schéma přenosu vibrací *obrázek 62*. Pro zjištění tohoto průběhu by bylo zapotřebí provést výpočet proudění vzduchu v průběhu otáčení rotorů. Další možnost by byla provést experimentální měření dmyhadla, pro zjištění průběhu tlaku v závislosti na otáčení rotorů dmyhadla.

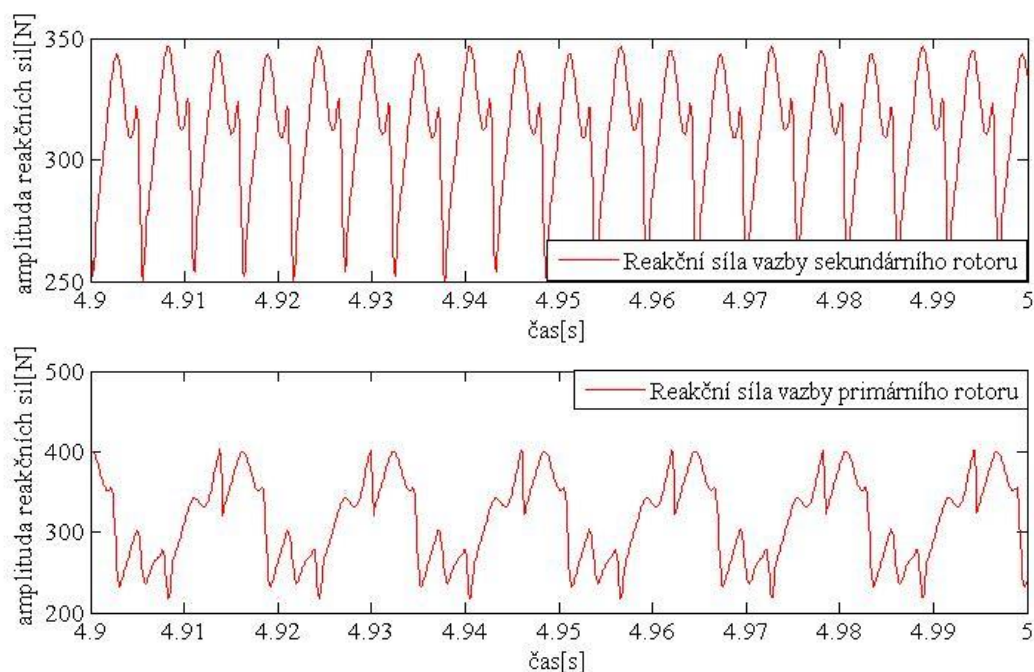


Obrázek 62 - Průběh přenosu vibrací přes skřín dmyhadla

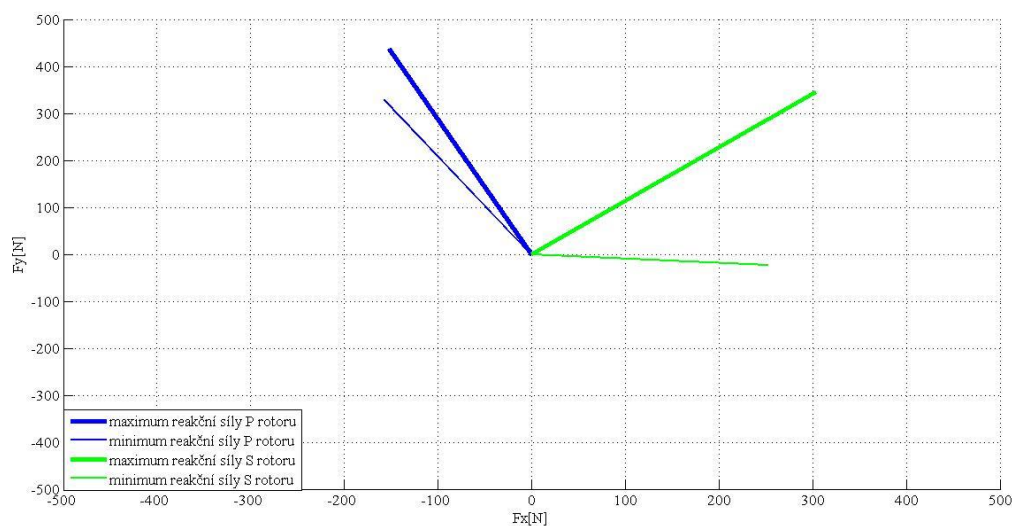
Tyto metody by však byly značně náročné. Z tohoto důvodu posloužila diplomová práce Bc. Michala Gajdika [20], odkud byly převzaty zatěžující síly pro výpočet šíření vibrací dmyhadla 3D28C. Velikosti sil v ložiscích byly určeny výpočtem, kdy rotory byly zatíženy tlakem o velikosti 60 kPa působící na lopatky rotorů a dále byly vypočteny reakce v rotačních vazbách. Pro posouzení přenosových vlastností dmyhadla byl model buzen silami v místě uložení ložisek, viz *obrázek 63 a 64* (hodnoty v x-ové ose  $F_x=350$  N, y-ové ose  $F_y=430$  N) a tlakem na vnitřních stěnách skříně 50 kPa s konstantní amplitudou pro všechny frekvence. Tím byla získána přenosová funkce skříně dmyhadla mezi místem buzení a místem



vyhodnocení odezvy. Díky tomuto lze usoudit, jestli se špičky přenosové funkce neshodují s provozními frekvencemi dmychadla (otáčková, pulzační atd.). Pokud by nastala shoda s těmito frekvencemi, byl by to nežádoucí stav.



Obrázek 63 - Amplitudy reakčních sil primárního a sekundárního rotoru [19]



Obrázek 64 - Výslednice reakčních sil primárního (P) a sekundárního (S) rotoru [19]

Síť konečných prvků a okrajové podmínky byly stejné jako pro modální analýzu dmychadla v kapitole 5.1. Pro všechny materiály bylo uvažováno jednotné tlumení odpovídající tlumení šedé litiny – poměrný útlum = 0,0011.

Oproti simulaci modální analýzy dmychadla bylo zde definováno zmiňované zatížení v místě ložisek a na skříni od působení tlaku viz *obrázek 65 a 66*. Protože se většina kritických budících



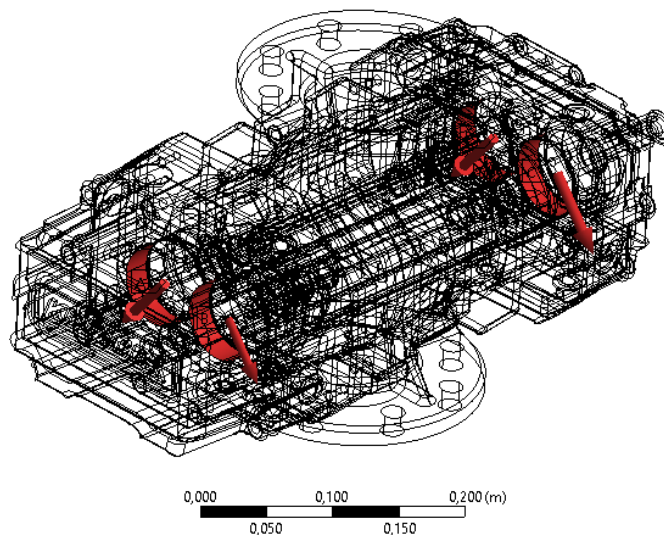
frekvencí pohybuje v nižších frekvencích, byl zvolen frekvenční rozsah řešení 0 až 4000 Hz s krokem 20 Hz. Výpočet byl proveden metodou modální superpozice, kde odezva na harmonický průběh buzení je počítána jako lineární kombinace vlastních tvarů kmitů. Do výpočtu bylo zahrnuto všech 200 vlastních frekvencí spočítaných modální analýzou.

**D: Harmonická analýza skřine**

Bearing Load 4

Frequency: 0, Hz

- A Bearing Load: 554,44 N
- B Bearing Load 2: 554,44 N
- C Bearing Load 3: 554,44 N
- D Bearing Load 4: 554,44 N



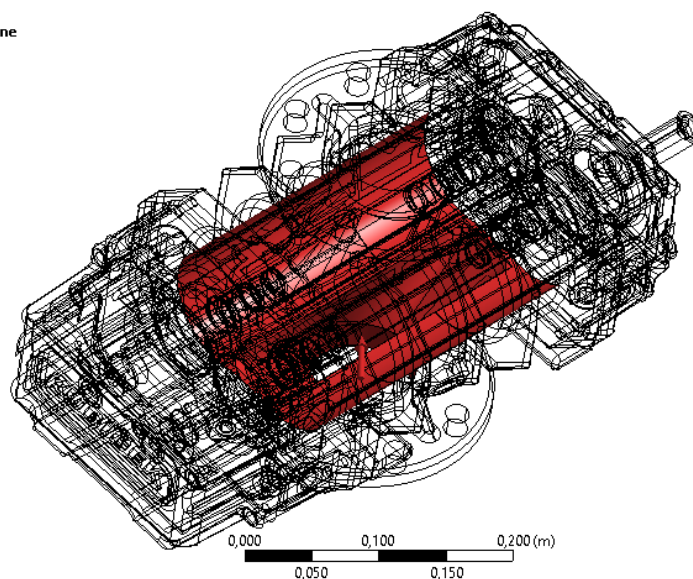
Obrázek 65 - Zatížení v místě ložisek

**D: Harmonická analýza skřine**

Pressure

Frequency: 0, Hz

- Variable Load: Pressure
- Components: 0,0,0, Pa

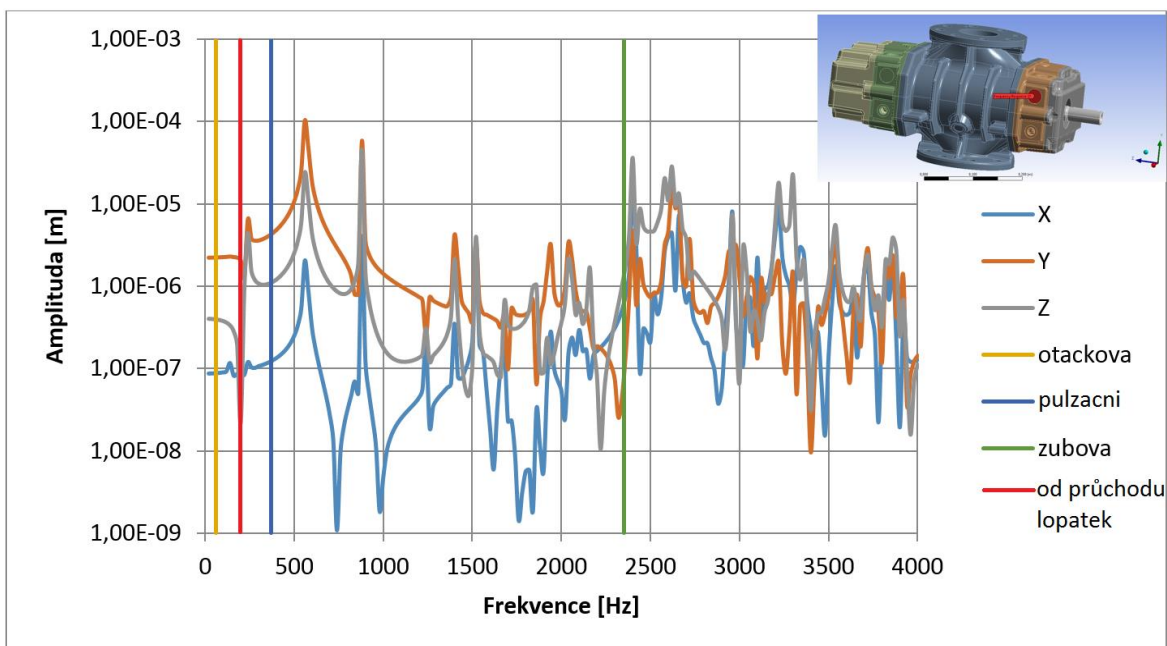


Obrázek 66 - Zatížení od tlaku plynu na vnitřní stěně skříně dmyhadla

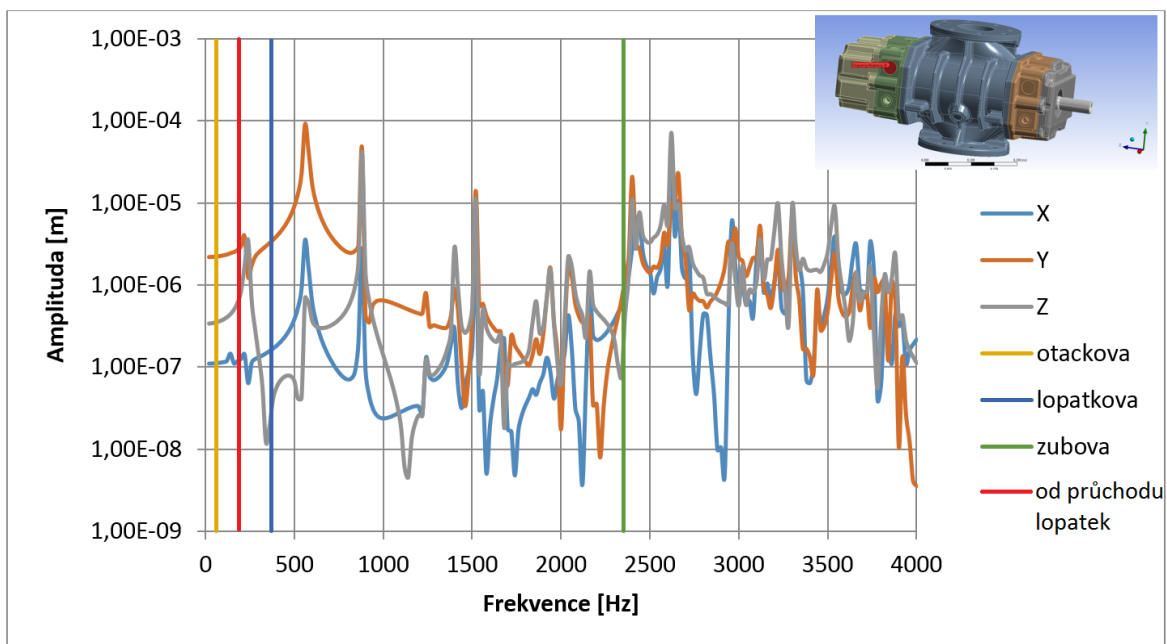
Tato simulace byla provedena opět na školním počítači s procesorem Intel i7-5820K taktovaným na 4,2 GHz obsahující 6 jader a 12 vláken, 32 GB RAM. Doba výpočtu na tomto počítači byla 12,74 h.

Z výsledku této simulace bylo možné vyhodnotit posuvy, popř. rychlosti nebo zrychlení v jakémkoliv uzlu konečněprvkové sítě, nebo jako průměrné hodnoty na zvolené ploše/křivce. Na *obrázcích 67 až 70* lze vidět grafy vypočtených posuvů ve směru x, y, z. Tyto posuvy byly

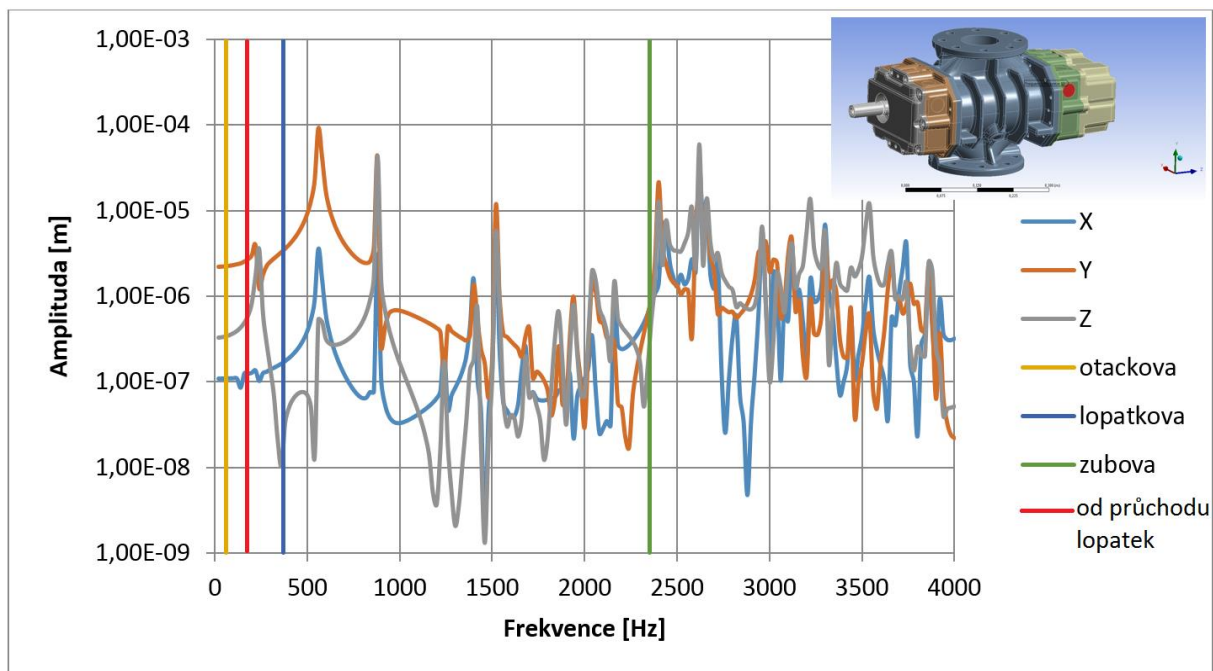
vyhodnoceny v měřících bodech, kde se měří tyto hodnoty i v praxi. V grafech jsou znázorněny také provozní frekvence pro názorné porovnání.



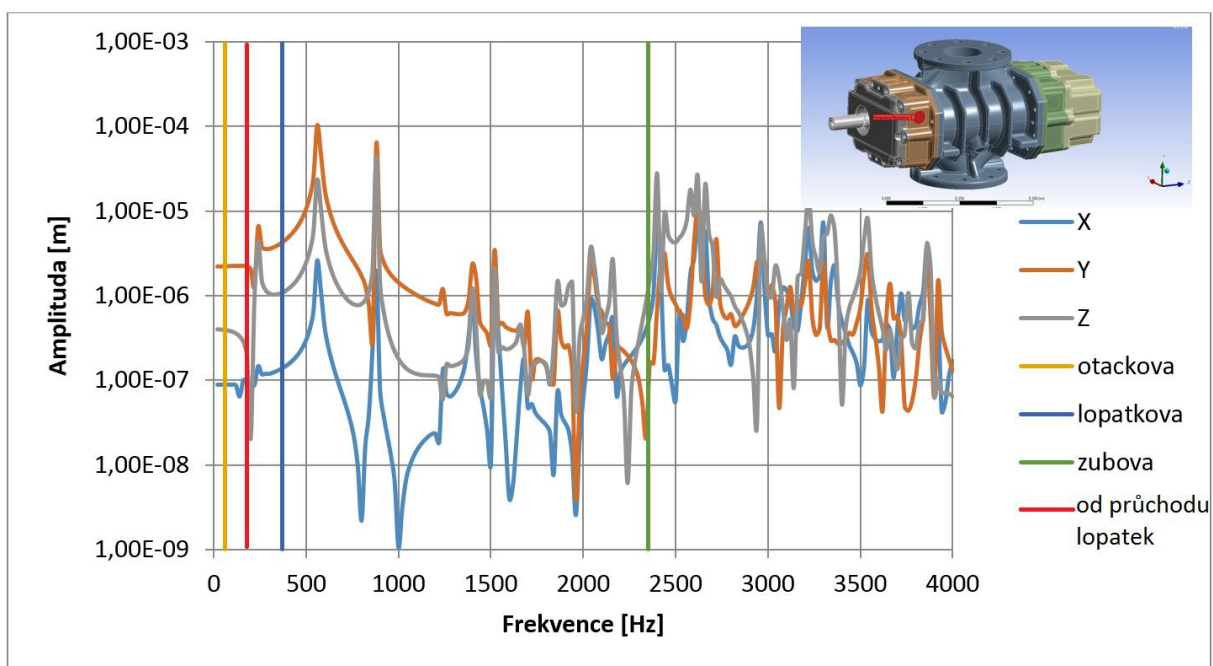
Obrázek 67 – Vypočítané posuvy ve směrech os  $x$ ,  $y$ ,  $z$  v měřícím bodě č.1



Obrázek 68 - Vypočítané posuvy ve směrech os  $x$ ,  $y$ ,  $z$  v měřícím bodě č.2



Obrázek 69 - Vypočítané posuvy ve směrech os x, y, z v měřicím bodě č.3



Obrázek 70 - Vypočítané posuvy ve směrech os x, y, z v měřicím bodě č.4

Grafy uvedené výše znázorňují průběh posuvů v závislosti na frekvenci (přenosová funkce). Z těchto grafů lze identifikovat jednotlivé špičky, zda nedochází k zesilování vibrací rezonančními vlastnostmi dmychadla. Ohybovému tvaru kmitání skříně odpovídají první vrcholy frekvencí 240 Hz, 560 Hz, 880 Hz, 1520 Hz a 2040 Hz. Torznímu tvaru kmitání skříně pak odpovídá vrchol na frekvenci 2400 Hz. Tato frekvence se jeví jako potenciálně nejnebezpečnější z hlediska vzniku nadměrných hodnot vibrací, protože leží blízko zubové frekvenci, která se vlivem změn otáček může posunout přesně na hodnotu této špičky. Další možnou nebezpečnou frekvencí by mohl být vrchol na frekvenci 240 Hz, která se nachází

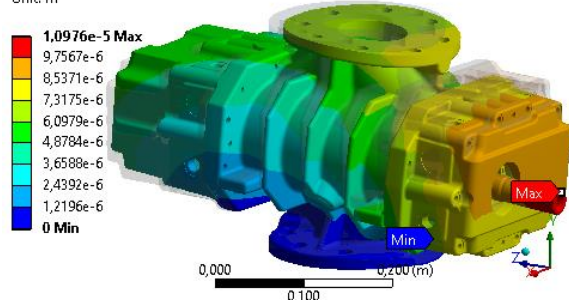


blízko frekvenci od průchodu lopatek a také by se vlivem změn otáček mohla posunout přesně na hodnotu této špičky.

Víka ložiskových těles se nejvíce deformují při frekvencích 2160 Hz, 2580 Hz, 2600 Hz, 2620 Hz a 3220 Hz. Při vyšších frekvencích nad 3540 Hz se nejvíce deformují žebra skříně dmychadla. Následující *obrázek 71 a 72* znázorňuje deformace skříně dmychadla pro frekvence odpovídající největším špičkám posuvů.

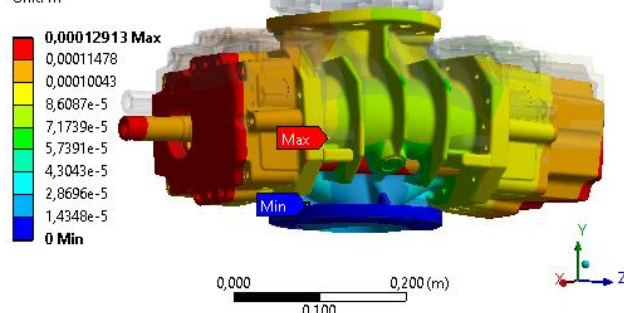
D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 13  
Type: Total Deformation  
Frequency: 240, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m



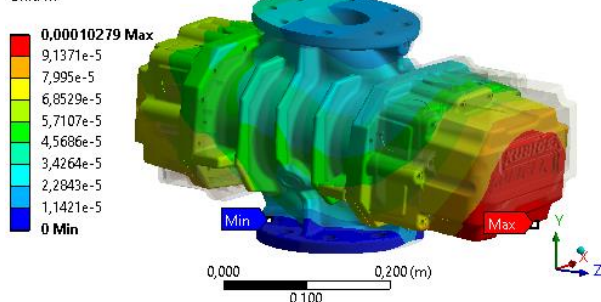
D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 14  
Type: Total Deformation  
Frequency: 560, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m



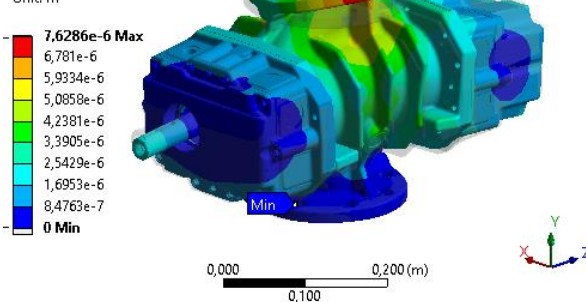
D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 15  
Type: Total Deformation  
Frequency: 880, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m



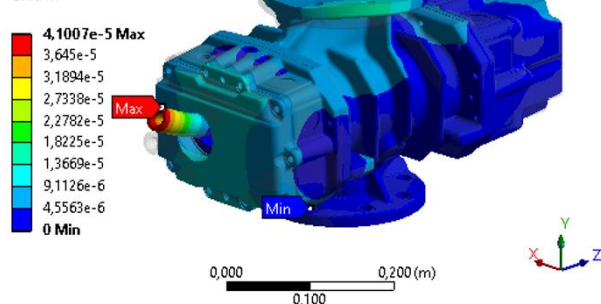
D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 16  
Type: Total Deformation  
Frequency: 1520, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m



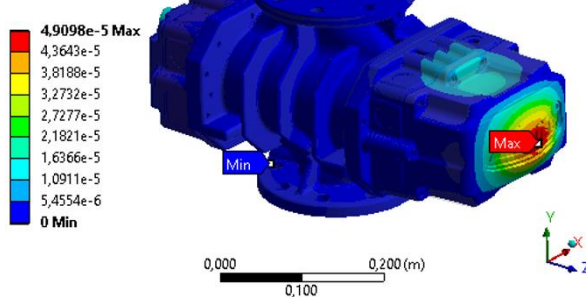
D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 17  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2040, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m



D: Harmonická analýza skříně

Total Deformation 18  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2160, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

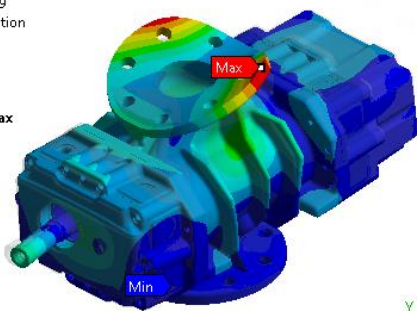


Obrázek 71 - Vypočtené celkové deformace při frekvencích postupně : 240 Hz, 560 Hz, 880 Hz, 1520 Hz, 2040 Hz, 2160 Hz (část A)

**D: Harmonická analýza skrine**

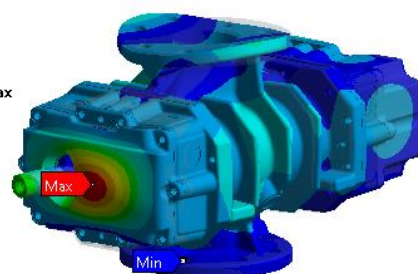
Total Deformation 19  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2400, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00029243 Max  
0,00025994  
0,00022744  
0,00019495  
0,00016246  
0,00012997  
9,7476e-5  
6,4984e-5  
3,2492e-5  
0 Min

**D: Harmonická analýza skrine**

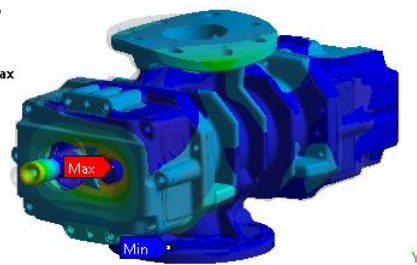
Total Deformation 20  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2580, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00010252 Max  
9,1125e-5  
7,9734e-5  
6,8944e-5  
5,6953e-5  
4,5562e-5  
3,4172e-5  
2,2781e-5  
1,1391e-5  
0 Min

**D: Harmonická analýza skrine**

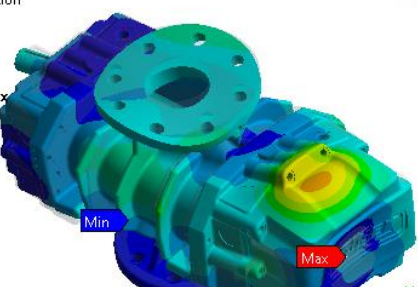
Total Deformation 21  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2600, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00010004 Max  
8,8926e-5  
7,781e-5  
6,6695e-5  
5,5579e-5  
4,4463e-5  
3,3347e-5  
2,2232e-5  
1,1116e-5  
0 Min

**D: Harmonická analýza skrine**

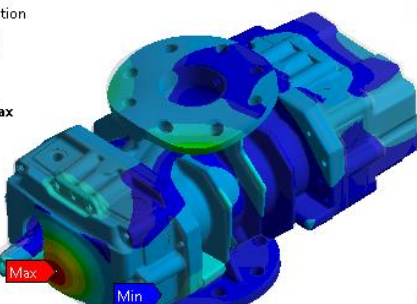
Total Deformation 22  
Type: Total Deformation  
Frequency: 2620, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00020923 Max  
0,00018599  
0,00016274  
0,00013949  
0,00011624  
9,2993e-5  
6,9745e-5  
4,6497e-5  
2,3248e-5  
0 Min

**D: Harmonická analýza skrine**

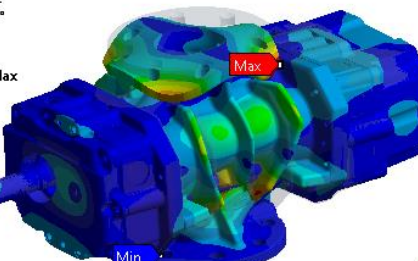
Total Deformation 23  
Type: Total Deformation  
Frequency: 3220, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00012362 Max  
0,00010988  
9,6147e-5  
8,2411e-5  
6,8676e-5  
5,4941e-5  
4,1206e-5  
2,747e-5  
1,3735e-5  
0 Min

**D: Harmonická analýza skrine**

Total Deformation 24  
Type: Total Deformation  
Frequency: 3540, Hz  
Sweeping Phase: 0, °  
Unit: m

0,00011891 Max  
0,0001057  
9,2484e-5  
7,9272e-5  
6,606e-5  
5,2848e-5  
3,9636e-5  
2,6424e-5  
1,3212e-5  
0 Min



Obrázek 72 – Vypočtené celkové deformace při frekvencích postupně: 2400 Hz, 2580 Hz, 2600 Hz, 2620 Hz, 3220 Hz, 3540 Hz (část B)

### 5.3 VYZAŘOVÁNÍ HLUKU – HARMONICKÁ ANALÝZA

V této podkapitole byl počítán vyzařovaný hluk, na základě šíření vibrací zjištěných v předešlé podkapitole.

Interakce mezi strukturou a akustikou je řešena jako jednosměrná interakce, kdy vibrující povrch struktury vyzařuje akustické vlny do okolního prostředí, ale tyto vlny zpětně neovlivňují vibrující povrch. Tento předpoklad je pro masivní litinovou skříň dmychadla dobře splněn. Tato varianta je při výpočtu mnohem rychlejší, než uvažování plné obousměrné



interakce. Pro modelování vyzařování akustických vln do volného prostoru byly použity takzvané nekonečné elementy na povrchu koule omezující akustický prostor okolo dmyhadla.

Protože jako okrajové podmínky byly použity rychlosti vibrací na povrchu skříně, které byly počítány pro konstantní amplitudu zatížení v závislosti na frekvenci, představují vypočtené výsledky opět přenosovou funkci mezi buzením a hlukem ve zvoleném bodě. Z tohoto důvodu se nejedná o skutečný hluk vyzařovaný dmychadlem za provozu.

K této simulaci musel být geometrický model dmyhadla upraven zaslepením všech otvorů, které spojovaly vnitřní objem dmyhadla s vnějším okolím. Jakmile byl tento model ošetřen, jeho tvar byl odečten od tělesa tvaru koule o poloměru 0,4 m, která představuje vnější akustický prostor okolo dmyhadla. Následně byla vytvořena síť konečných prvků od povrchu skříně k povrchu koule.

Použité prvky při tvorbě konečněprvkové sítě:

FLUID30 - prostorový lineární akustický prvek

FLUID130 - plošné nekonečné elementy

Vytvořená síť je tvořena celkem 904 304 prvky.

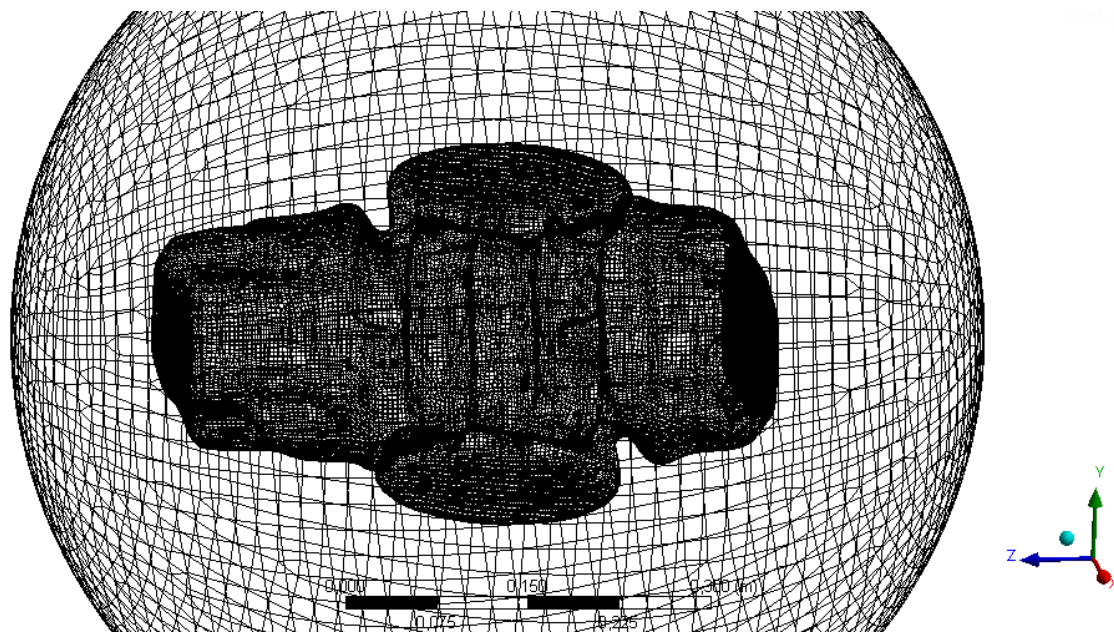
Materiál akustického prostoru byl nastaven jako vzduch a použité hodnoty jsou uvedeny v *tabulce 7*.

*Tabulka 7 - Materiálové parametry vzduchu*

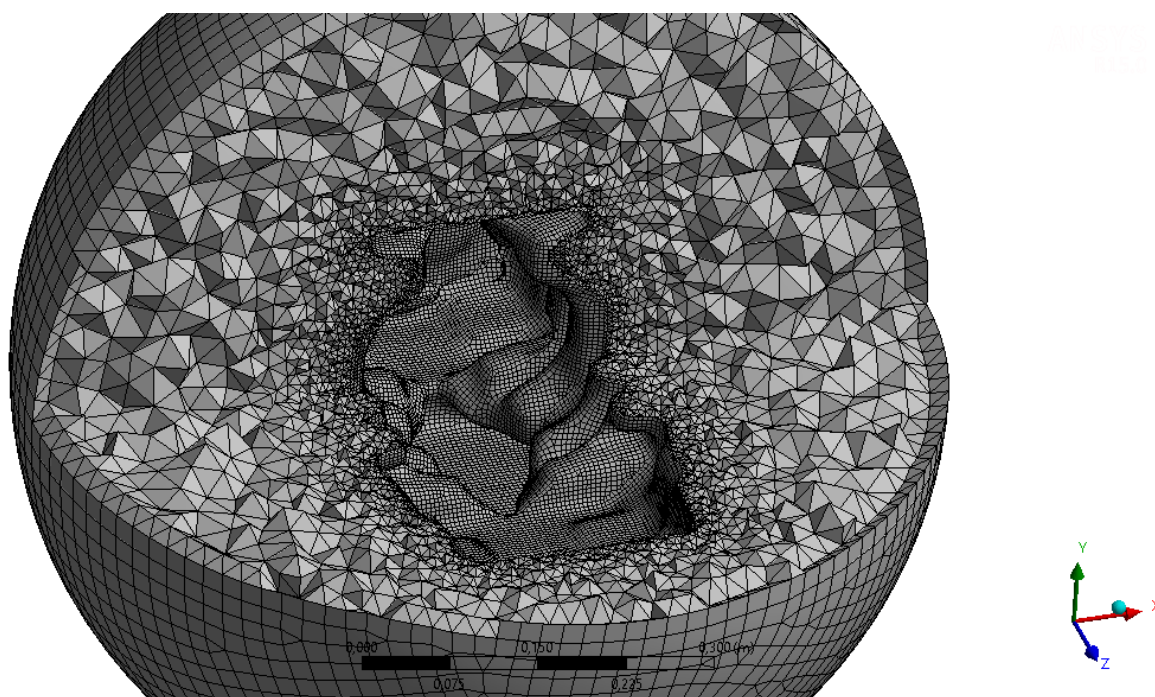
Materiálové parametry	
	Vzduch
Rychlost zvuku	343,24 m.s <sup>-1</sup>
Hustota	1,2041 kg.m <sup>-3</sup>

Zprůhledněná síť konečných prvků akustického prostoru tvaru koule s odečteným tvarem dmyhadla uvnitř je znázorněna na *obrázku 73*. Na *obrázku 74* je pak zobrazen řez touto sítí.

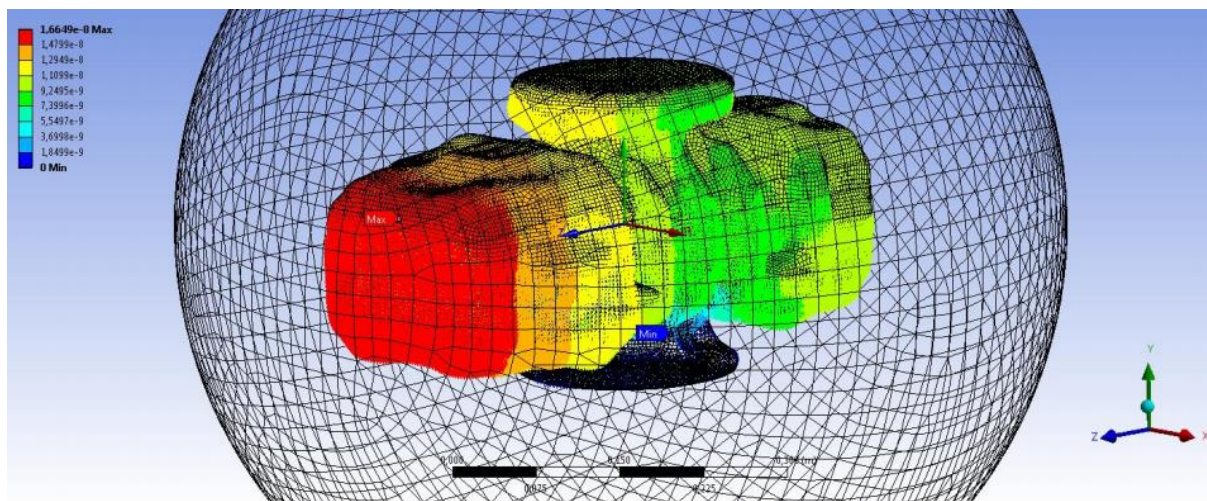




Obrázek 73 - Síť konečných prvků akustického prostoru



Obrázek 74 – Síť konečných prvků akustického prostoru v řezu



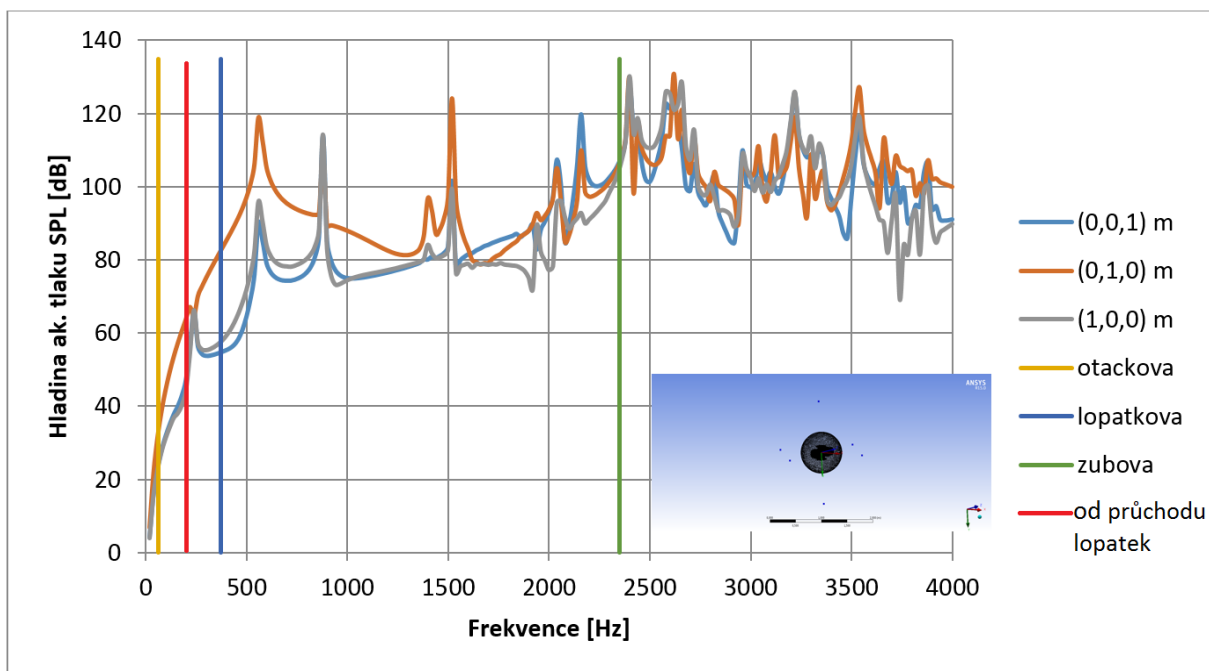
Obrázek 75 - Okrajové podmínky - nainportovaná rychlost vibrací na povrchu skříně dmychadla při frekvenci 4000 Hz

Před samotným výpočtem vyzařování hluku proběhl import rychlostí vibrací na povrchu skříně dmychadla z výsledků harmonické analýzy z předchozí kapitoly a jejich interpolace na přilehající síť vzduchu. Síť povrchu skříně dmychadla a síť vzduchu nejsou kompatibilní – nesedí uzly na sobě. Tato interpolace probíhá automaticky v prostředí ANSYS a z dostupných metod byla volena interpolace s využitím bazových funkcí. Import a interpolace rychlostí vibrací trvala na níže uvedeném počítači 16h. Načtené rychlosti vibrací pak představují okrajovou podmínku pro výpočet šíření hluku dál do okolního prostředí, viz *obrázek 75*.

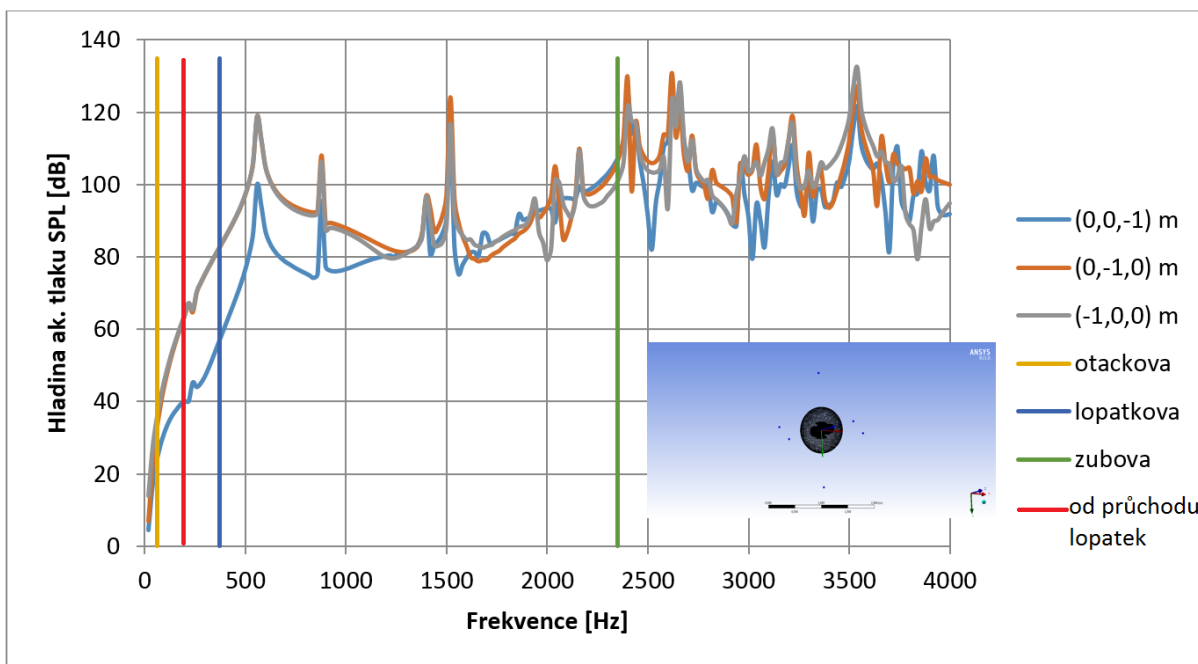
Frekvenční rozsah řešení pro tuto analýzu byl zvolen pro 0 až 4000 Hz po kroku 20 Hz a výpočet proběhl přímou (plnou) metodou s jednosměrnou interakcí. Výpočet proběhl na školním počítači s procesorem Intel i7-5820K taktovaným na 4,2 GHz obsahující 6 jader a 12 vláken, 32 GB RAM. Doba výpočtu na tomto počítači byla 29,4 h.

Z vypočtených dat je možné vyhodnotit akustické tlaky (hladiny akustických tlaků) v libovolném uzlu konečněprvkové sítě, nebo i v bodech mimo ní (ve větších vzdálenostech). K tomuto výpočtu se využívá vypočtených hodnot akustických tlaků na povrchu koule omezující akustický prostor, z nichž je akustický tlak dopočítán do libovolného vzdálenějšího bodu za předpokladu šíření akustických vln ve volném prostoru. Následující grafy (*obrázek 76 a 77*) znázorňují příklady vypočtených hladin akustických tlaků v bodech ve směru jednotlivých os ve vzdálenosti 1 m od středu skříně dmychadla. Pro názorné srovnání jsou v grafech zavedeny otáčková, lopatková a zubová frekvence.



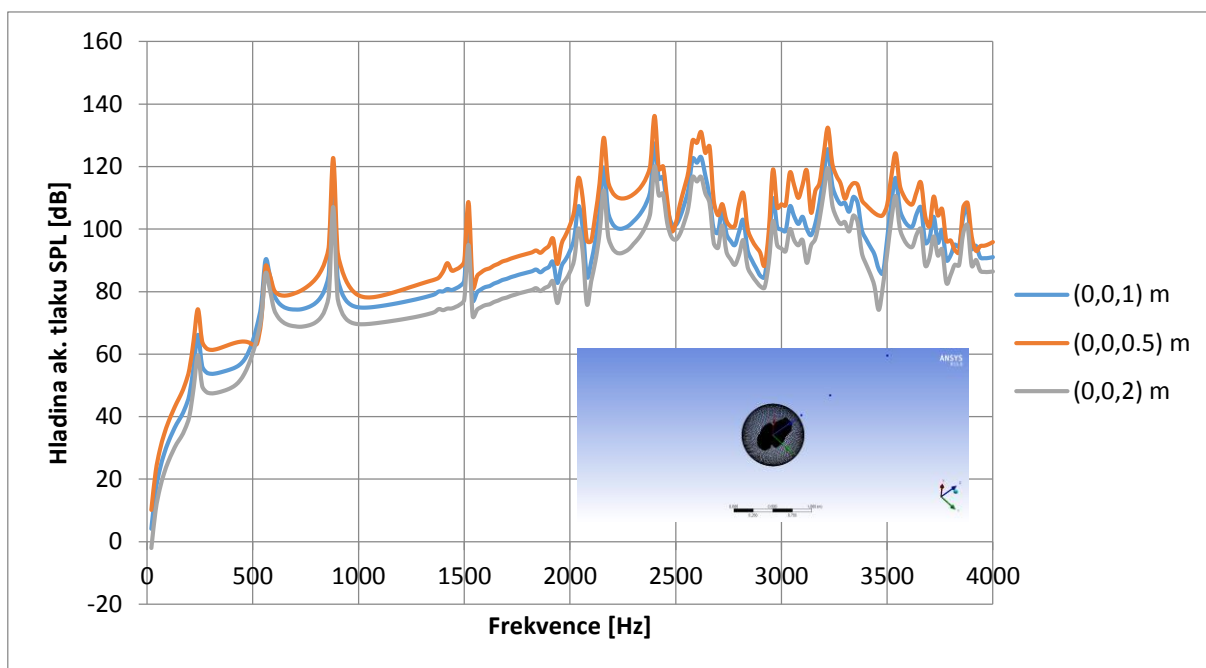


Obrázek 76 - Vypočítané hladiny akustických tlaků v bodech ve směru jednotlivých os ve vzdálenosti 1 m od středu skříně dmychadla (kladné směry os)

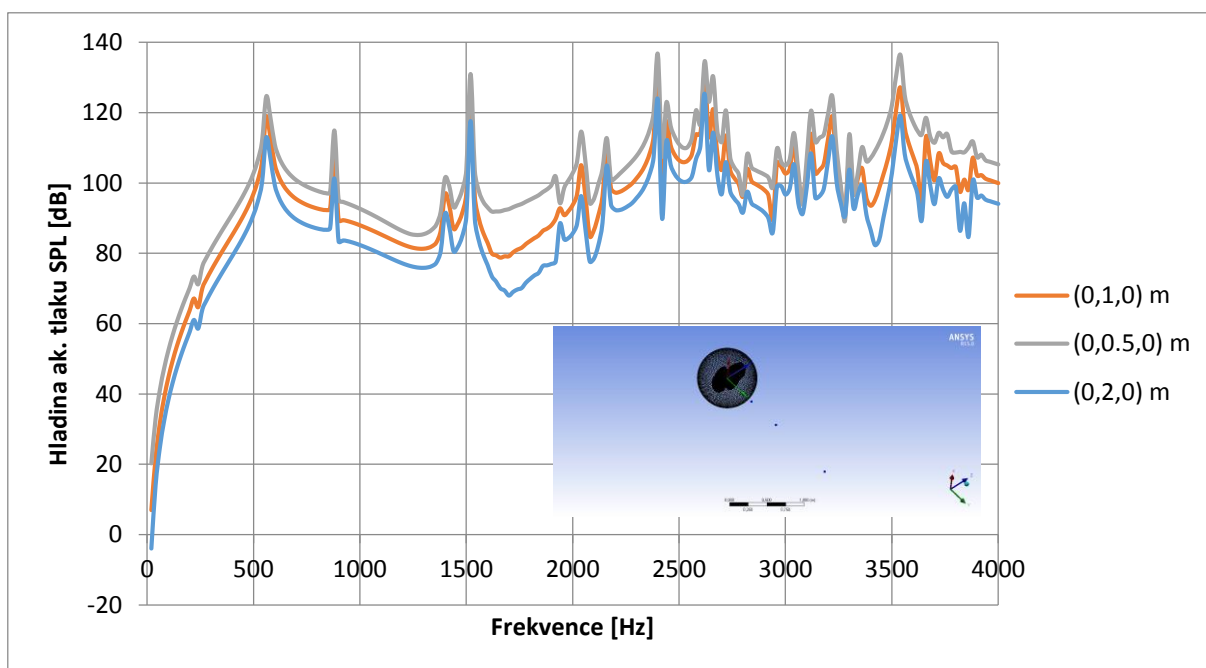


Obrázek 77 - Vypočítané hladiny akustických tlaků v bodech ve směru jednotlivých os ve vzdálenosti 1 m od středu skříně dmychadla (záporné směry os)

Obrázek 78 znázorňuje hladiny akustických tlaků v bodech ve směru osy z ve vzdálenosti 0,5 m, 1 m, 2 m od středu dmychadlové skříně. Hladiny akustických tlaků v bodech ve směru osy y ve vzdálenosti 0,5 m, 1 m, 2 m od středu skříně jsou znázorněny na obrázku 79.



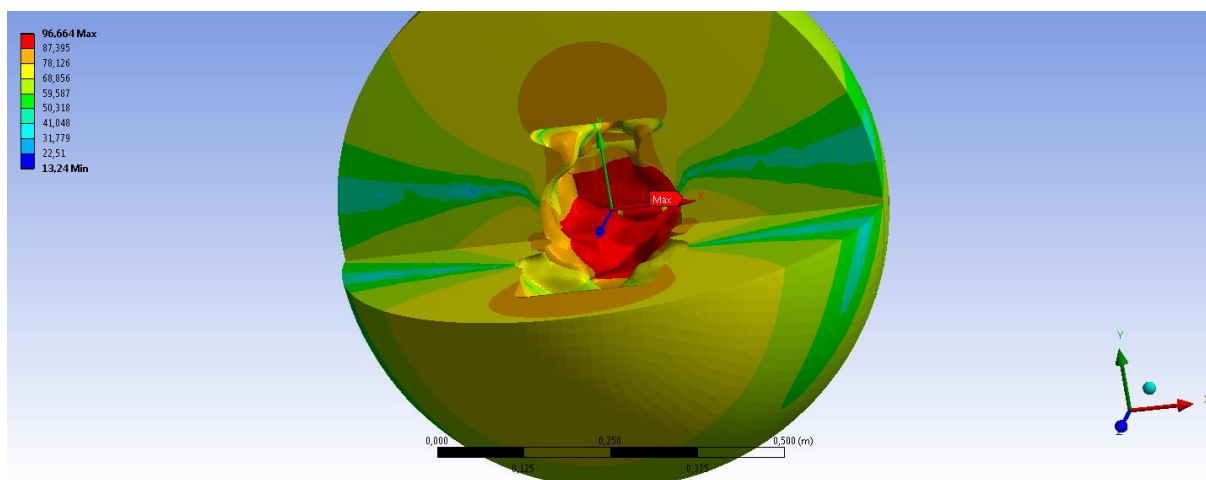
Obrázek 78 – Vypočtené hladiny akustických tlaků v bodech ve směru osy  $z$  ve vzdálenosti 0.5 m, 1 m a 2 m od středu skříně dmychadla.



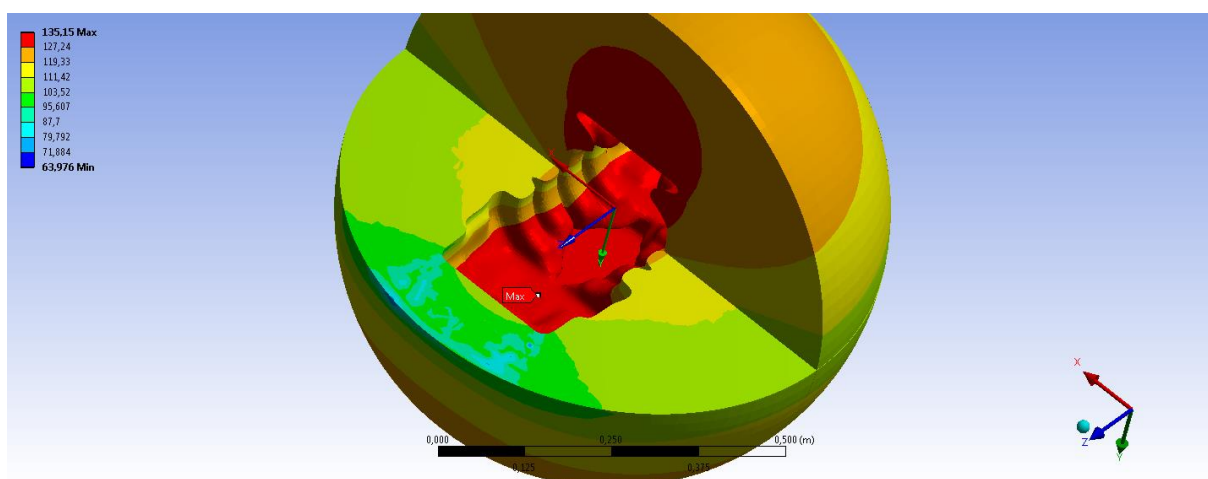
Obrázek 79 - Vypočtené hladiny akustických tlaků v bodech ve směru osy  $y$  ve vzdálenosti 0.5 m, 1 m a 2 m od středu skříně dmychadla.

Z výsledků v předchozích grafech vidíme, že vrcholy v hodnotách akustického tlaku odpovídají špičkám v průběhu posuvů na povrchu skříně dmychadla (kapitola 5.1). Když zvětšujeme/zmenšujeme vzdálenost vyhodnocovacího bodu od povrchu dmychadla, tak se hladina akustického tlaku adekvátně zmenšuje /zvětšuje, ale nemění se z hlediska frekvence.

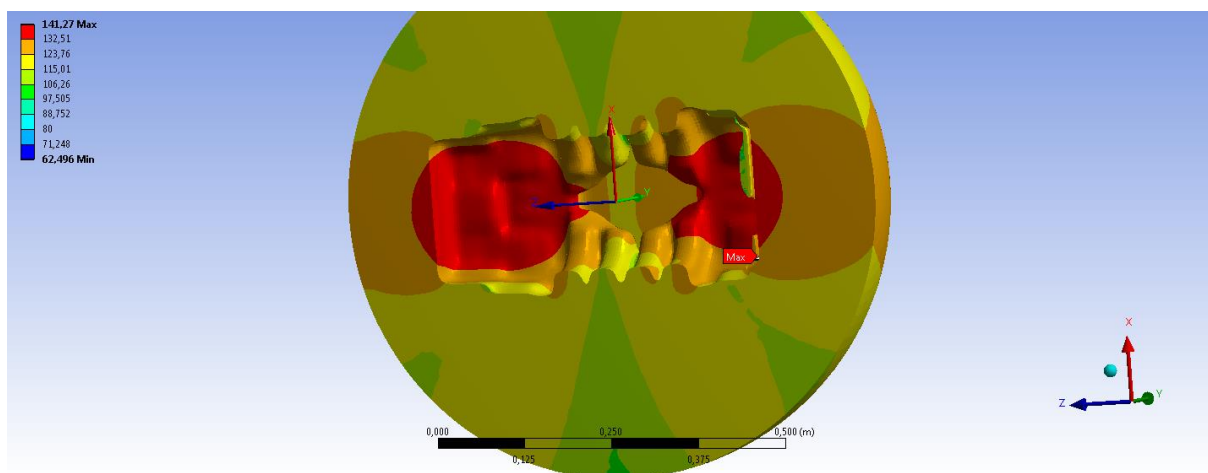
Vypočtené hladiny akustických tlaků na řezech sítí vzduchu pro ty frekvence, které odpovídají největším hodnotám hladin akustického tlaku v předchozích grafech, jsou zobrazeny na následujících obrázcích (obrázek 80 až 91).



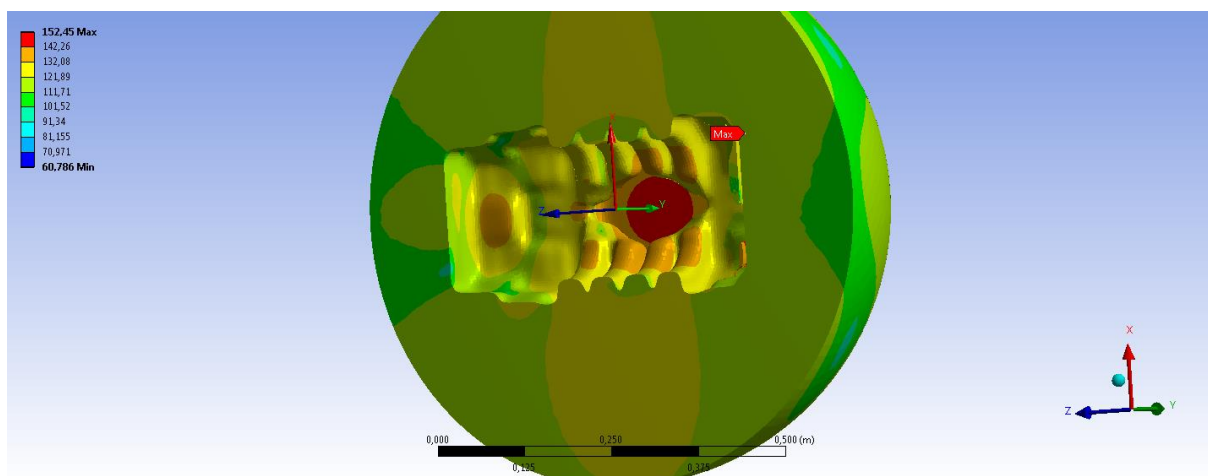
Obrázek 80 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=240$  Hz



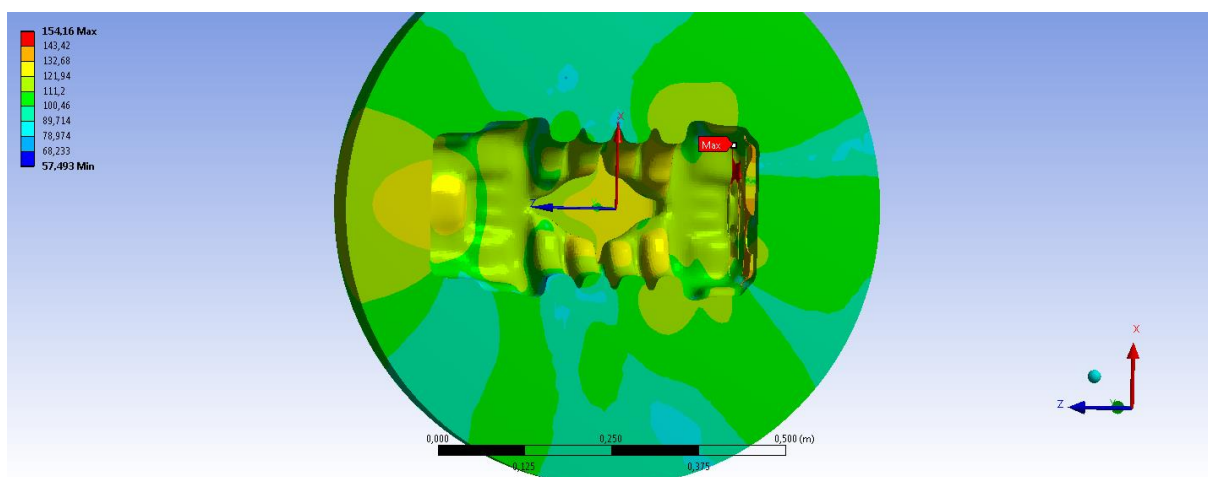
Obrázek 81 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=560$  Hz



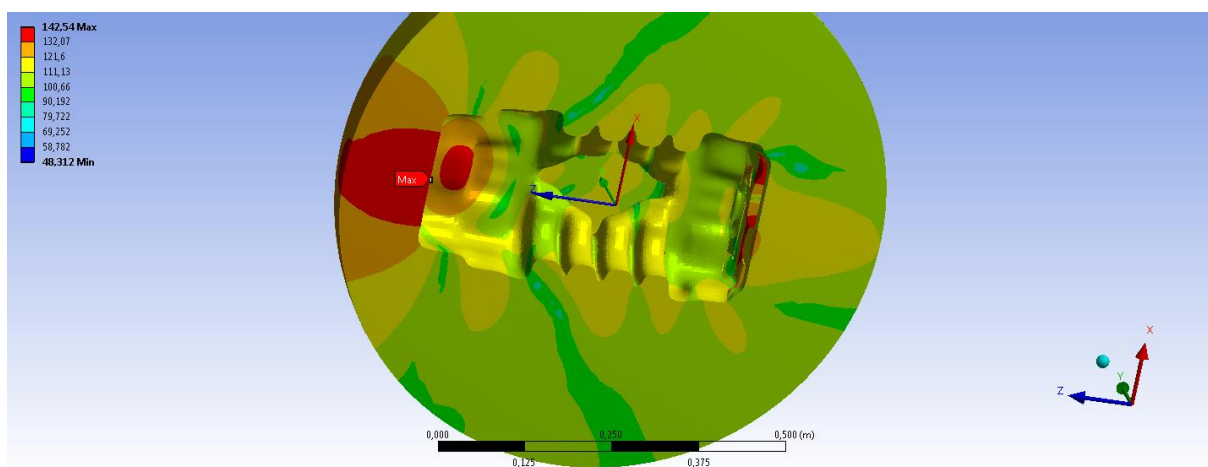
Obrázek 82 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=880$  Hz



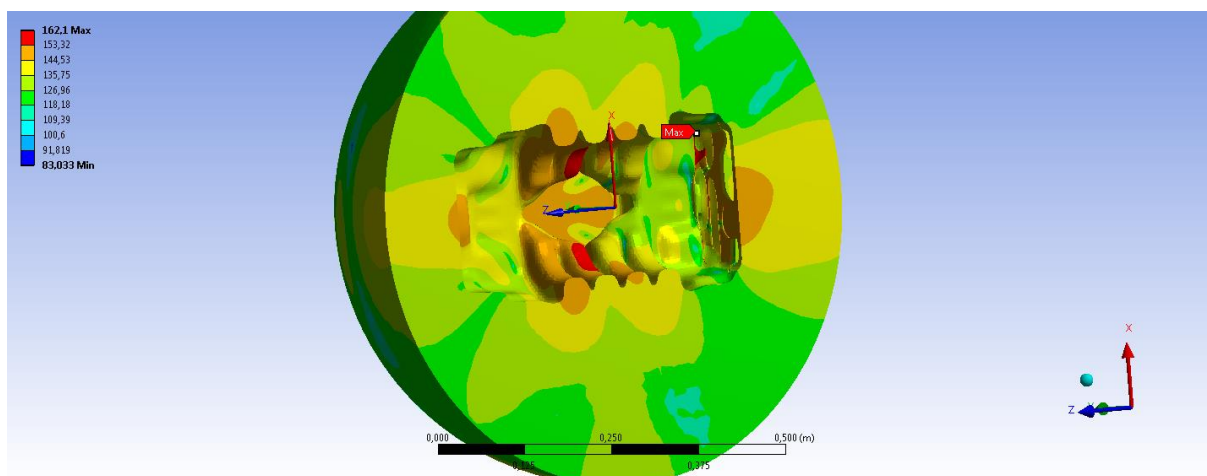
Obrázek 83 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=1520$  Hz



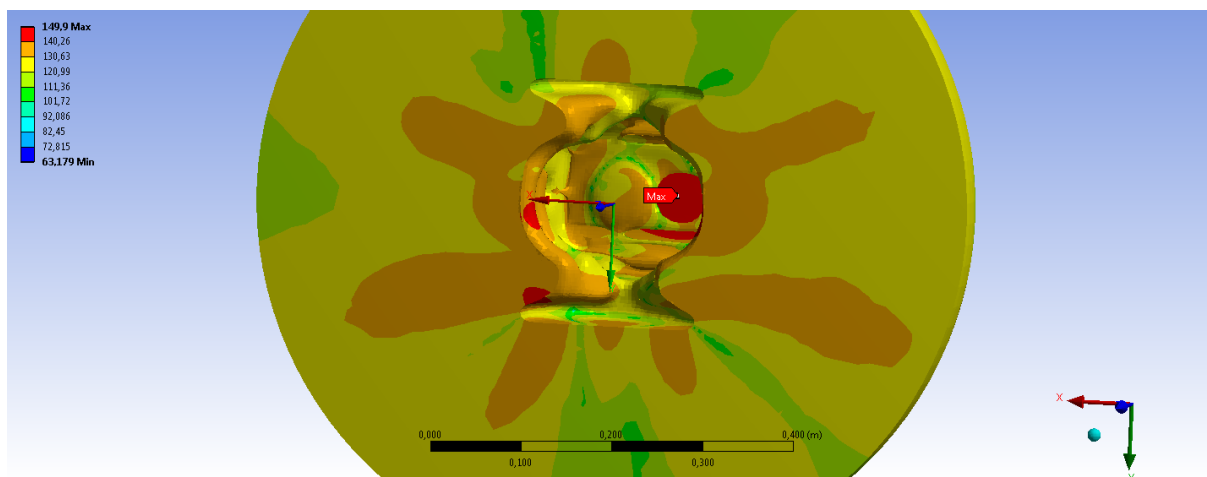
Obrázek 84 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2040$  Hz



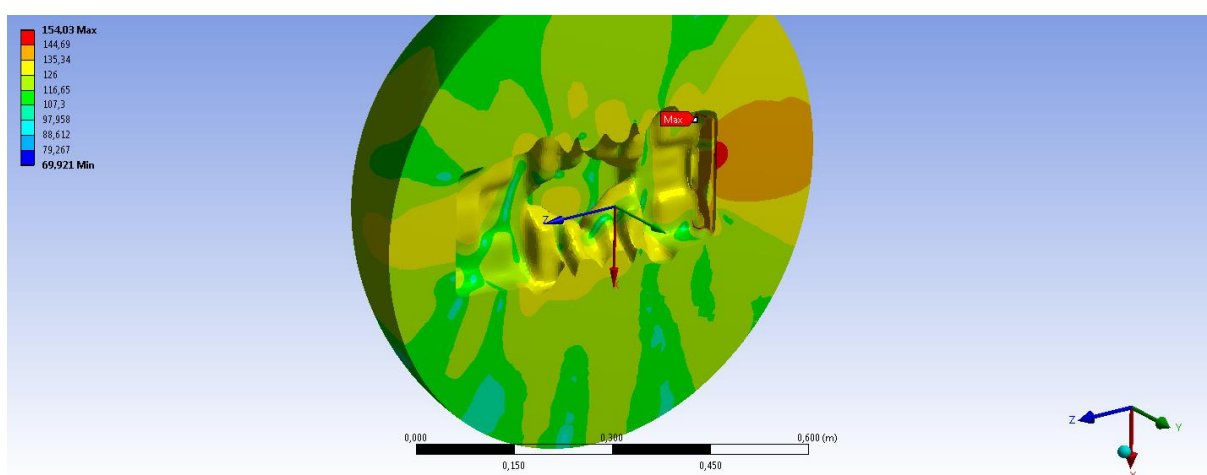
Obrázek 85 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2160$  Hz



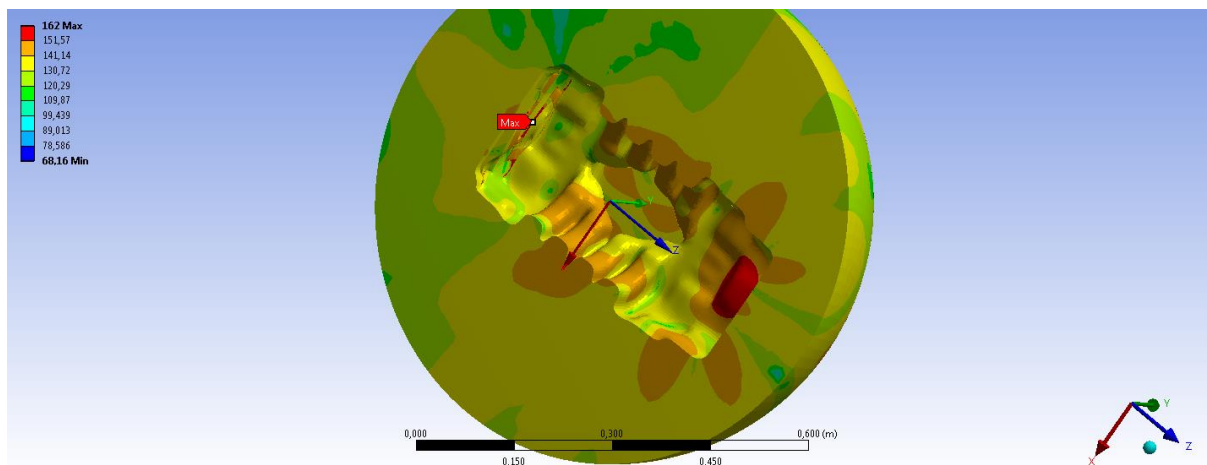
Obrázek 86 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2400$  Hz



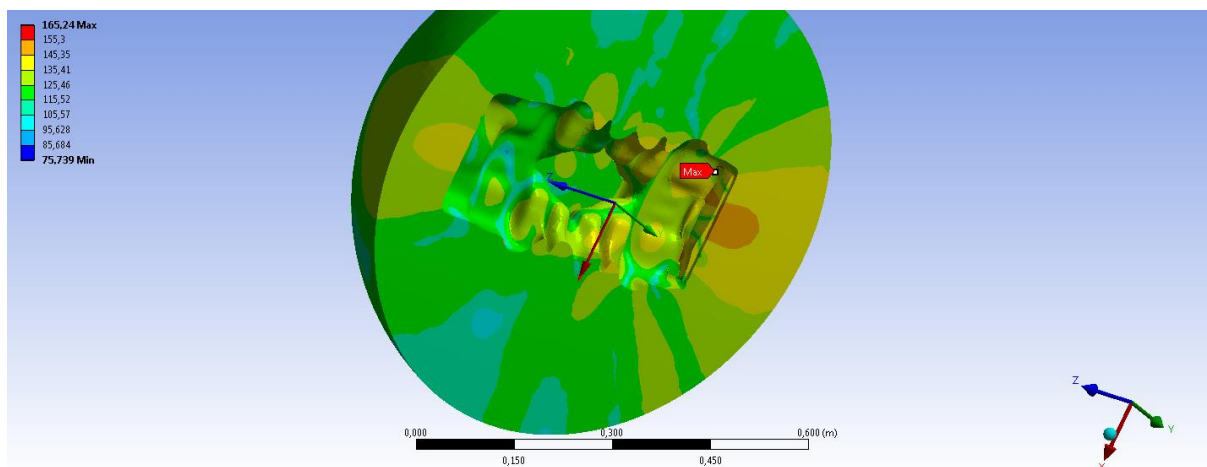
Obrázek 87 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2580$  Hz



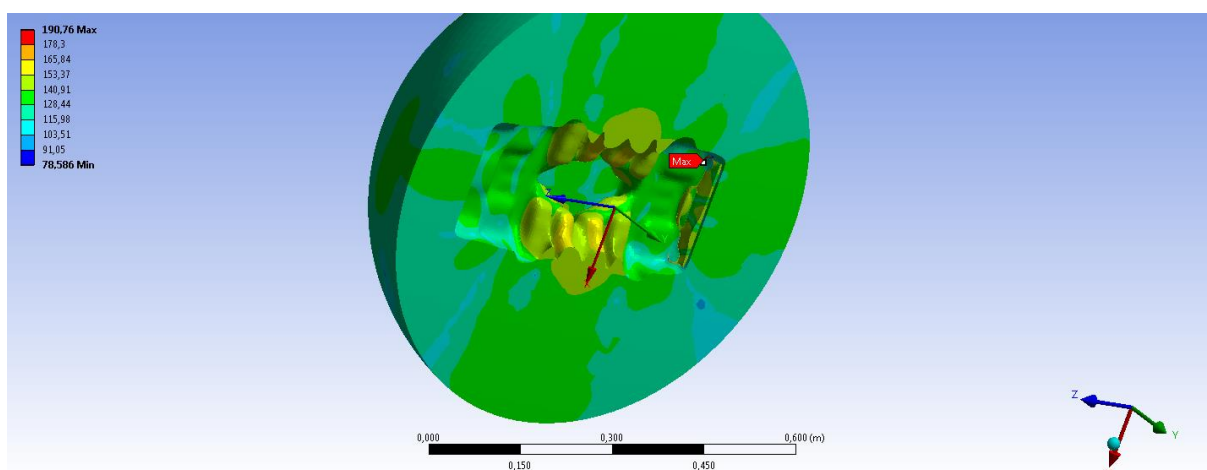
Obrázek 88 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2600$  Hz



Obrázek 89 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=2620\text{Hz}$ .



Obrázek 90 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=3220\text{ Hz}$



Obrázek 91 - Vypočtené hladiny akustických tlaků při frekvenci  $f=3540\text{Hz}$

--

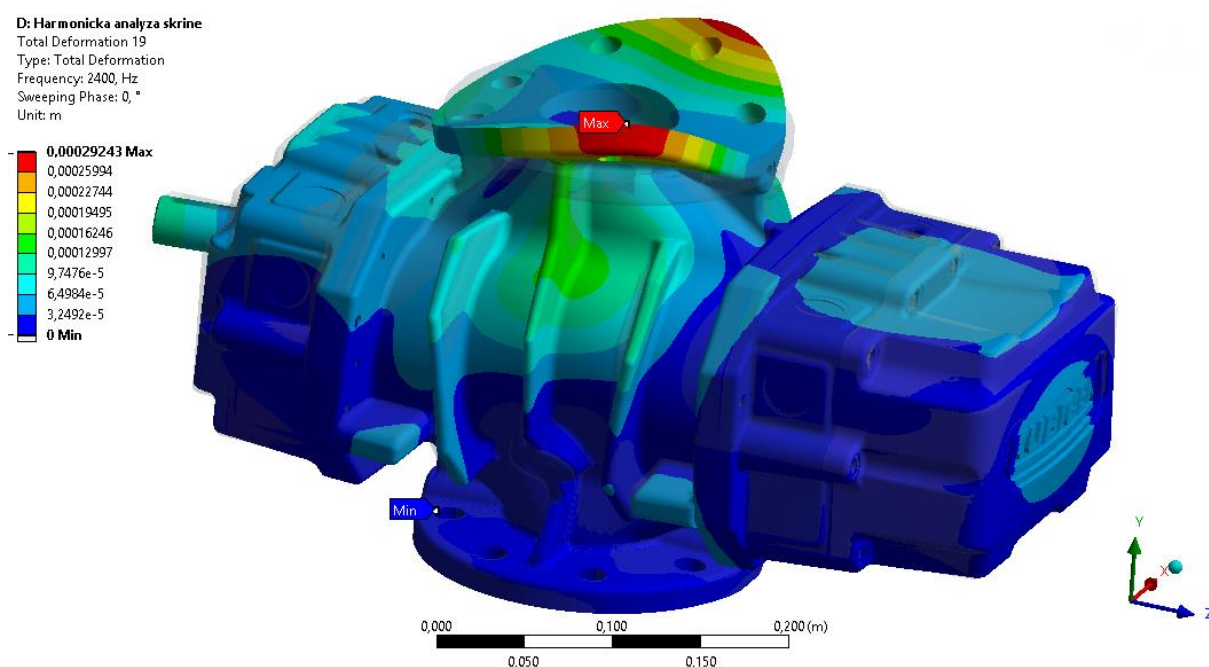


Vypočtené výsledky dokazují, že při hodnotách frekvencí 240 Hz, 560 Hz, 880 Hz, 1520 Hz, 2040 Hz, 2160 Hz nejvíce vyzařuje hluk právě horní a spodní části dmychadla, jejichž pohyb odpovídá ohybovým tvarům kmitání skříně. Při hodnotách frekvencí 2400 Hz, 2580 Hz, 2600 Hz, 2620 Hz se nejvíce hluku vyzařuje víky ložiskových těles a plochami mezi žebry. Při hodnotě frekvence 3540 Hz se nejvíce hluku vyzařuje oblastí vyztužujících žeber skříně.



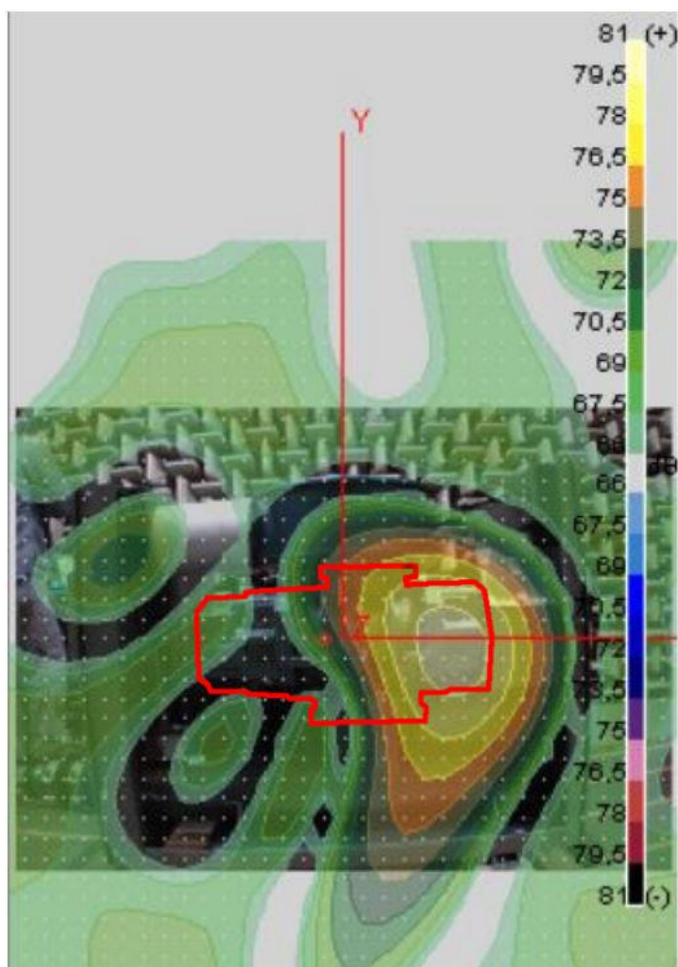
## 5.4 POROVNÁNÍ SIMULACE S EXPERIMENTÁLNÍM MĚŘENÍM

Firma Kubiček VHS si nechala změřit soustrojí dmyhadla 3D28C v polobezdovukové komoře na fakultě strojního inženýrství VUT. Aby bylo možné potvrdit věrohodnost vypočítaných dat ze softwaru ANSYS, byly tyto výsledky měření [18] použity pro porovnání s výsledky výpočtového modelu. Výsledky výpočtového modelování poukazují často na deformaci horní části dmyhadla, pod sacím hrdlem v důsledku vybuzení příslušných vlastních frekvencí. Na *obrázku 92* jsou znázorněny vypočtené celkové deformace dmyhadla z harmonické analýzy při frekvenci budících sil 2400 Hz. Na dalším *obrázku 93* je zobrazena naměřená akustická intenzita pro 1/12 oktávového pásma se střední frekvencí 2585 Hz bez zatížení dmyhadla. Lokalizace hluku byla prováděna pomocí mikrofonního pole metodou beamforming [18]. Z výsledků je vidět, že největší šíření hluku je v oblasti horní příruby dmyhadla. To odpovídá výsledkům výpočtového modelování, kdy při této frekvenci vycházejí největší hodnoty posuvů právě v oblasti horní příruby.

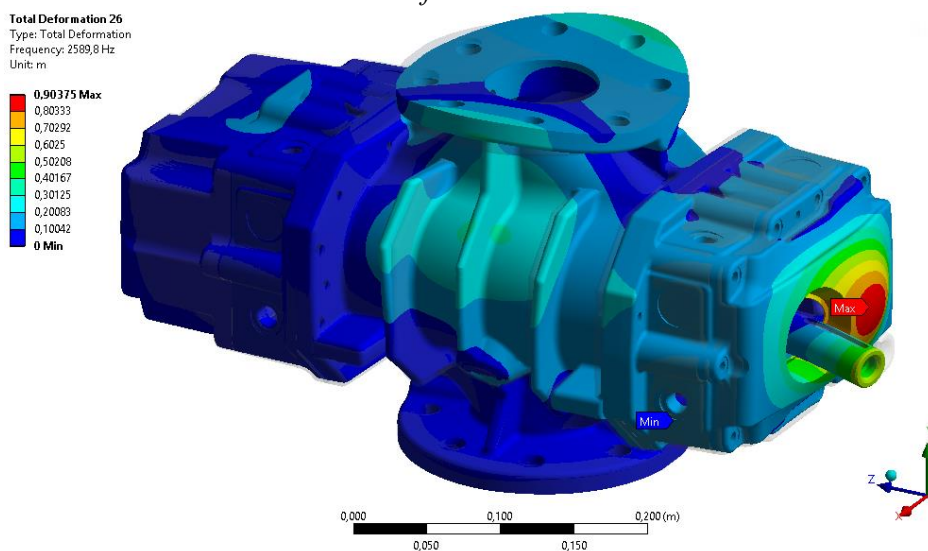


Obrázek 92 – Výpočet celkové deformace dmyhadla při frekvenci 2400 Hz – harmonická analýza

Porovnání věrohodnosti výpočtového modelu lze vidět na následujících obrázcích. Kde na *obrázku 93* jsou znázorněny vypočítané celkové deformace dmyhadla z harmonické analýzy při frekvenci budících sil 2589 Hz. Na následujícím *obrázku 94* je zobrazena naměřená akustická intenzita pro 1/12 oktávové pásmo se střední frekvencí 2585 Hz při běhu dmyhadla bez zátěže. Lze na těchto obrázcích vidět poměrně dobrou shodu, kdy místa s maximálními bromacemi ve výpočtovém modelu odpovídají místům, kde byl naměřen největší vyzařovaný hluk. Při těchto frekvencích dochází k deformaci předního víka ložiskových těles, samotného ložiskového tělesa a částečně horní části skříně dmyhadla.



Obrázek 93 – Akustická intenzita 1/12 oktávové pásmo se střední frekvencí 2585 Hz



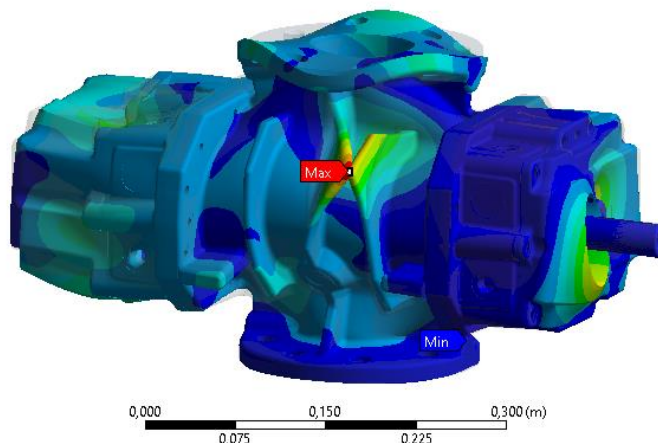
Obrázek 94 – Výpočet celkové deformace dmychadla při frekvenci 2589 Hz – harmonická analýza

Na dalším obrázku 95 jsou zobrazeny vypočtené celkové deformace dmychadla z harmonické analýzy při frekvenci budících sil 6124 Hz. A na obrázku 96 je zobrazena naměřená akustická intenzita pro 1/12 oktávové pásmo se střední frekvencí 6131 Hz při běhu dmychadla bez zátěže. Snímané dmychadlo při lokalizaci hluku běželo v těchto příkladech bez zátěže, aby šlo lépe

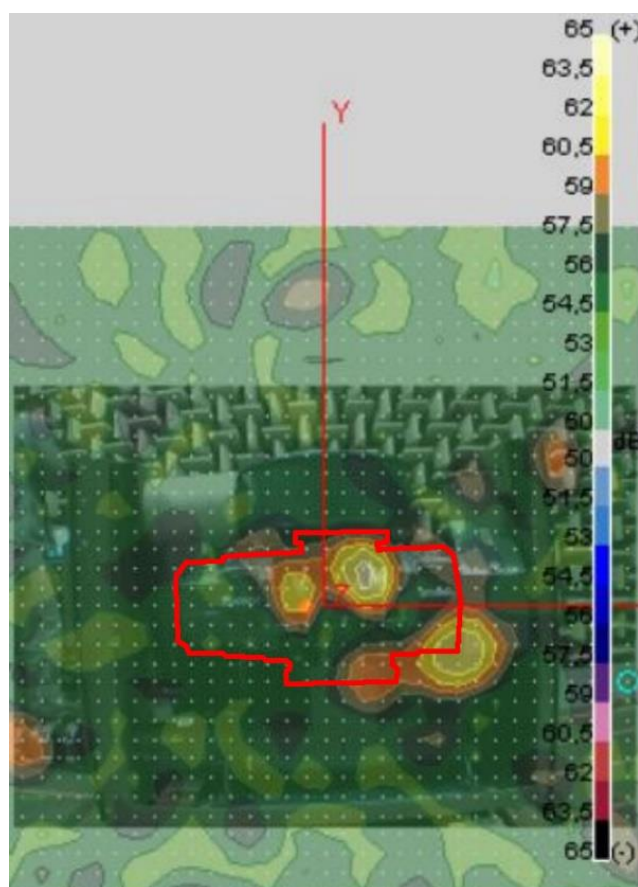
identifikovat hluk vyzařující se od dmychadla a nebyl překryt dominantním hlukem od tlumiče výtlaku. Vidíme zde opět poměrně dobrou shodu, kdy místa s maximálními bromacemi ve výpočtovém modelu odpovídají místům, kde byl naměřen největší vyzařovaný hluk. Při těchto frekvencích dochází k deformaci žebër na skřínì dmychadla a také dolní části předního víka dmychadla. Kmitání předního víka dmychadla navíc způsobuje, že rozechvěje i kryt řemenového převodu, který následně také generuje hluk.

**Total Deformation 51**  
Type: Total Deformation  
Frequency: 6124,5 Hz  
Unit: m

0,7695 Max  
0,684  
0,5985  
0,513  
0,4275  
0,342  
0,2565  
0,171  
0,0855  
0 Min

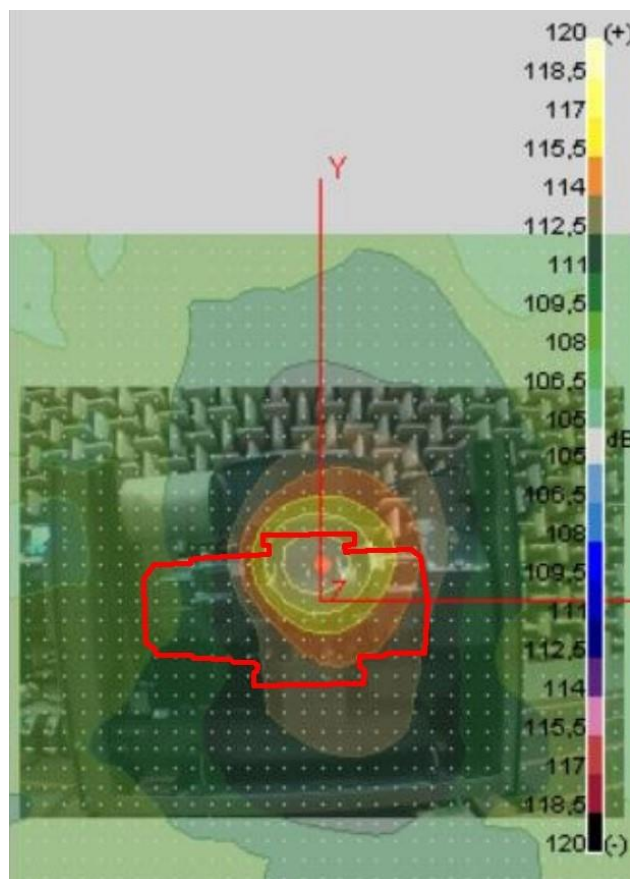


Obrázek 95 - Harmonická analýza dmychadla při 6124 Hz



Obrázek 96 - lokalizace hluku při frekvenci 6124 Hz

Měření dmyhadla v polobezdozvukové komoře ukázala, že oblast nejvíce vyzařující hluk se nachází u horní příruby sacího hrdla dmyhadlové skříně. To je ilustrováno na *obrázku 97*, kde je znázorněna naměřená akustická širokopásmová intenzita v 1/12 oktávových pásmech se střední frekvencí 613 Hz až 14 537 Hz.



*Obrázek 97 - Akustická intenzita, 1/12 oktávová pásma střední frekvence 613 Hz až 14537 Hz*



## 6 PROTIHLUKOVÉ KRYTY

Zkušenosti z dosavadního vývoje rootsova dmychadel a jeho soustrojí ukazuje, že konstrukční opatření k omezení hluku dmychadla, a to především mechanického původu, se obtížně realizují a i v případě realizace nepřinášejí někdy výrazný účinek, který by se projevil snížením hluku stroje o deset a více dB. Z tohoto důvodu se používají akustické prostředky, které by snížily hluk šířený od zdroje do okolí. Jedním z těchto řešení je protihlukový kryt, který může být podle požadavků zákazníka součástí celého soustrojí dmychadla. Na takovém krytu se provádí zdokonalující konstrukční úpravy dílčích krytů a vík, vyrobené tak, aby se snížila jejich neprůzvučnost a vnitřní tlumení. Na obrázku 88 lze vidět příklad krytu soustrojí rootsova dmychadla firmy Kubíček VHS. Kryty tohoto druhu mají omezovat především hluk, vyzařující se povrchem dmychadla. Tento hluk je převážně v oblasti středních a vysokých kmitočtů, z tohoto důvodu může být kryt lehký a konstrukce je provedena podle určitých zásad [6].



Obrázek 98 – Protihlukové kryty soustrojí dmychadel Kubíček VHS [5]



## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo s využitím metody konečných prvků vytvořit výpočtové modely pro analýzu přenosového útlumu tlumiče výtlaku dmyhadla a analýzu vibrací a hluku skříně a ložiskových těles dmyhadla 3D28C. Tento typ dmyhadla byl zvolen z důvodu nejpočetnější produkce firmy Kubíček VHS a zároveň z toho důvodu, že toto nejdelší provedení (C) má časté potíže se zvýšenými vibracemi.

Analýza tlumiče výtlaku i skříně včetně ložiskových těles byla počítána do frekvence 5000 Hz., Hodnoty frekvencí budících sil se pohybují především v nižších frekvencích, přibližně do 1000 Hz. Tato nízkofrekvenční oblast se analyzovala pomocí deterministických metod, a jako metoda řešení byl s ohledem na dostupnost výpočtového softwaru zvolena metoda konečných prvků (MKP). Pro metodu konečných prvků je omezující podmínkou použití alespoň šesti prvků na vlnu. V našem případě to znamená prvek maximálně o délce 10 mm v případě tlumiče výtlaku a maximálně 6 mm v případě skříně a ložiskových těles. Z tohoto důvodu si jednotlivé výpočty vyžádaly značné požadavky na čas a hardwarové vybavení.

V kapitole 4 byl proveden výpočet přenosového útlumu zvuku tlumičem a analýza vlivu změny parametrů na přenosový útlum. K provedení výpočtu bylo zapotřebí vytvořit CAD model vnitřní geometrie tlumiče. Pro vytvoření CAD modelu byl použit software Solidworks, z kterého byla geometrie následně importována do softwaru Ansys. V dalším kroku proběhlo vytvoření sítě konečných prvků. Následně byly nastaveny potřebné okrajové podmínky a proběhl výpočet přenosových ztrát. Výchozím tlumičem je tlumič, který firma Kubíček VHS v současnosti vyrábí a od něj se vyvíjely další počítané varianty tlumičů. Přenosové ztráty se počítaly mezi vstupním a výstupním hrdlem tlumiče.

Jako první možná varianta úpravy byla dle požadavků vedení firmy navrženo prodloužení současné varianty tlumiče o 70 mm na slepém konci tlumiče. Výsledky ukázaly, že při této úpravě nedojde ke zlepšení. Oproti současné variantě se přenosové ztráty zlepšily v oblasti frekvencí 1500-1800 Hz, ale také došlo k výraznému snížení přenosových ztrát ve frekvenční oblasti 300-500 Hz, odkud se původní vrchol se zvýšenou hodnotou přesunul do oblasti 100-300 Hz. Charakteristika tlumiče prodlouženého o 70 mm nemusí dostatečně tlumit, pokud dojde ke zvýšení/snížení otáček dmyhadla.

Jako další varianta úpravy, bylo navrženo zvětšení průměru tlumiče. Průměry plášťů tlumiče byly voleny podle dostupných polotovarů ve firmě Kubíček VHS. Zvětšením průměru tlumiče na 159 mm se docílilo zvýšení přenosových ztrát v oblasti do 1000 Hz a především vyhlazení průběhu bez skokových změn.

Další variantou byl tlumič s průměrem vnějšího pláště 194 mm. Toto zvětšení průměru potvrdilo, že vliv průměru tlumiče je vyšší než jeho prodloužení. Průměrem tlumiče 194 mm se docílilo další navýšení hodnot přenosových ztrát v oblasti do 1000 Hz.

Čtvrtou počítanou variantou byl tlumič s průměrem pláště 194 mm, který byl současně prodloužen na slepém konci tlumiče o 70 mm. Prodloužení u tohoto průměru pláště tlumiče neznamenal žádné výrazné zlepšení. Z tohoto důvodu lze tvrdit, že varianta č.3, která má pouze zvětšený průměr ze současných 124 mm na 194 mm, se jeví jako nejvýhodnější.

V následující kapitole 5 byl proveden výpočet šíření vibrací skříní a ložiskovými tělesy dmyhadla a výpočet vyzářovaného hluku. K provedení výpočtu zde, bylo zapotřebí importovat





CAD model geometrie dmyhadla do Ansysu. Následovalo vytvoření sítě konečných prvků. Po zadání všech okrajových podmínek, včetně uchycení skříně dmyhadla za přírubu, proběhl výpočet modální analýzy. Modální analýzou bylo počítáno prvních 200 vlastních frekvencí. Nejvyšší vypočtená vlastní frekvence má hodnotu 9587,74 Hz. Výsledky výpočtu modální analýzy ukázaly, že pulzační a zubové frekvence jsou nejkritičtější oblasti, kde by se mohly vlastní frekvence potkat s některou z vlastních frekvencí. Výpočty ekvivalentních přetvoření ukázaly, že nejúčinnější úpravou pro přeladění vlastních frekvencí dmyhadla by bylo zesílení horní oblasti skříně dmyhadla (pod přírubou sacího hrdla) a vyztužovacích žebër kolem sacího hrdla.

Další částí výpočtu byla harmonická analýza dmyhadla. Harmonická analýza byla použita pro zjištění šíření vibrací dmyhadla pro následný výpočet vyzařovaného hluku. Pro věrohodné výsledky této analýzy bylo zapotřebí definovat reálné zatěžující síly. Protože by bylo značně náročné zjistit skutečný průběh tlakových sil od sání, přes stlačování až po kompresi a reakce v ložiscích, byla použita diplomová práce Bc. Michala Gajdíka [20]. Odtud byly použity zatěžující síly v ložiscích, pro výpočet šíření vibrací dmyhadla 3D28C. Dále byl model buzen tlakem na vnitřních stěnách skříně (50 kPa). Jak síly v ložiscích, tak tlak byl uvažován s konstantní amplitudou pro všechny frekvence. Tím byla získána přenosová funkce skříně dmyhadla mezi místem buzení a místem vyhodnocení odezvy.

Výsledkem harmonické analýzy dmyhadla je průběh posuvů v závislosti na frekvenci. Frekvenční průběh ukázal možné nebezpečné oblasti, v kterých by mohlo nastat zesílení vibrací rezonančními vlastnostmi dmyhadla při shodě vlastní frekvence dmyhadla spolu s frekvencí od průchodu lopatek (185 Hz) a zubovou frekvencí (2350 Hz). Dalším krokem bylo vytvoření akustického prostoru a sítě konečných prvků okolo dmyhadla, v kterém byl počítán vyzařovaný hluk z povrchu dmyhadla. Na povrch dmyhadla byly importovány rychlosti vibrací na povrchu skříně dmyhadla z výsledků harmonické analýzy. Zde byl uvažován frekvenční rozsah řešení 0 až 4000 Hz s krokem 20 Hz. Výsledky této harmonické analýzy hluku ukázaly, že nejvíce hluku se šíří horní a spodní částí dmyhadla, při frekvencích 240 Hz, 560 Hz, 880 Hz, 1520 Hz, 2040 Hz, 2160 Hz kdy kmitá skříň ohybovým tvarem kmitů. Frekvence 2400 Hz, 2580 Hz, 2600 Hz a 2620 Hz generovaly nejvíce hluk plochami mezi žebry a víky ložiskových těles. Při frekvenci 3540 Hz bylo vyzařováno nejvíce hluku v oblasti vyztužujících žebër skříně.

Poslední část řešení vibrací dmyhadla 3D28C zahrnovala porovnání vypočtených výsledků s naměřenými daty [18], aby bylo možné potvrdit věrohodnost výsledků z výpočtového modelování. Měření tohoto dmyhadla proběhlo v polobezdovukové komoře na fakultě strojního inženýrství VUT. Proběhlo porovnání vybraných vlastních frekvencí a lze tvrdit, že výsledky výpočtů odpovídají výsledkům měření.

Na základě řešené problematiky se domnívám, že tato práce naznačila, jak lze při návrhu geometrie rootsových dmyhadel postupovat, aby se předešlo případným nežádoucím jevům v podobě zvýšených vibrací a hluku v běžném provozu. Také zde byly uvedeny poznatky, které by mohly pomoci při řešení těchto zvýšených vibrací dmyhadla a pochopení dané problematiky.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Noise and pulsation. *Noise and pulsation* [online]. 2009 [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: <http://www.noiseandpulsation.co.uk/reactive.php>
- [2] kotechnik. *Okotechnik* [online]. 2012 [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: [http://www.okotechnik.hu/rbs\\_eng.html](http://www.okotechnik.hu/rbs_eng.html)
- [3] Austinsevenfriends. *Austinsevenfriends* [online]. 2009 [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: <http://www.austinsevenfriends.com/Bruce/Supercharger%20Information%20and%20Formulae.htm>
- [4] Turbochargerexplained. *Turbochargerexplained* [online]. [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: <http://www.turbochargerexplained.com/supercharger-types/>
- [5] Kubicek VHS. *Kubicek VHS* [online]. 2014 [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: <http://kubicekvhs.cz/cs/company/roots-blowers/>
- [6] NĚMEC, Jaroslav. *Hluk a jeho snižování v technické praxi*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1970, 338 s. ISBN Hluk a jeho snižování v technické praxi.
- [7] FUSEK, Martin a Radim HALAMA. *MKP a MHP - interaktivní studijní materiál* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: [http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpamhp\\_obr.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/mkpamhp_obr.pdf). Učební text. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Západočeská univerzita v Plzni.
- [8] Hlas. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2014 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hlas>
- [9] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-3060-5.
- [10] Electronic music. In: <http://elektronicka-hudba.telotone.cz/> [online]. 2012 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: <http://elektronicka-hudba.telotone.cz/clanky/o-zvuku>
- [11] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 400 s. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [12] Tryhorn, D. W., "Blower Noise and Solution: An Introduction to the A.W. Convel Blower" (1976). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 227.
- [13] Lista ilustrada de diagnósticos de vibraciones. In: *Www.scribd.com* [online]. 1996 [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: <http://es.scribd.com/doc/246589979/58748416-Carta-de-Charlotte#scribd>
- [14] Muffler. *Burnsstainless* [online]. 2001 [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: [http://www.burnsstainless.com/images/technology/Mufflers/Figure\\_5\\_July\\_2011.jpg](http://www.burnsstainless.com/images/technology/Mufflers/Figure_5_July_2011.jpg)
- [15] Reactive muffler. *Pelicanpart* [online]. [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://forums.pelicanparts.com/uploads21/muffler+reactive+3+stage1360104656.jpg>



- [16] *Workshop 4: Absorptive Muffler Transmission Loss*. Pennsylvania, 2012.
- [17] ANSYS. *FLUID220 Element Description*. Pennsylvania, 2012.
- [18] KLAPKA, Milan. 2015. *Lokalizace zdrojů hluku průmyslového dmychadla*. Brno. Výstup měření. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně.
- [19] ANSYS. *Johnson-Champoux-Allard Model of a Perforated Material*. Pennsylvania, 2012.
- [20] GAJDÍK, Michal. *Simulační modelování soustrojí dmychadla*. Brno, 2015. Diplomová práce.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<b>B</b>	[-]	matice tlumení
<b>B<sub>p</sub></b>	[-]	akustická matice tlumení
<b>c</b>	[m/s]	rychlost šíření zvuku
<b>f</b>	[Hz]	frekvence vlnění
<b>F<sub>e</sub></b>	[-]	vektor vnějšího zatížení
<b>f<sub>l</sub></b>	[Hz]	frekvence lopatková
<b>f<sub>o</sub></b>	[Hz]	frekvence otáčení vstupního hřídele
<b>f<sub>p</sub></b>	[Hz]	frekvence pulzační
<b>f<sub>z</sub></b>	[Hz]	frekvence zubová
<b>I</b>	[W/m <sup>2</sup> ]	intenzita zvuku
<b>I<sub>0</sub></b>	[W/m <sup>2</sup> ]	prahová intenzita zvuku
<b>I<sub>stř</sub></b>	[W/m <sup>2</sup> ]	průměrná hodnota intenzity zvuku
<b>K</b>	[-]	matice tuhosti
<b>K<sub>p</sub></b>	[-]	akustická matice tuhosti
<b>L</b>	[dB]	hladina zvuku
<b>L<sub>I</sub></b>	[dB]	hladina intenzity zvuku
<b>l<sub>max</sub></b>	[m]	maximální délka akustického prvku
<b>L<sub>P</sub></b>	[dB]	hladina akustického výkonu
<b>M</b>	[-]	matice hmotnosti
<b>M<sub>p</sub></b>	[-]	akustická matice hmotnosti
<b>n</b>	[1/min]	otáčky
<b>p</b>	[Pa]	akustický tlak
<b>P</b>	[W]	akustický výkon
<b>p</b>	[-]	vektor akustických tlaků v uzlech sítě tekutiny
<b>p<sub>0</sub></b>	[Pa]	nejslabší slyšitelný akustický tlak
<b>P<sub>0</sub></b>	[W]	referenční akustický výkon
<b>p<sub>a</sub></b>	[Pa]	amplituda akustického tlaku
<b>p<sub>e</sub></b>	[Pa]	efektivní akustický tlak
<b>Q</b>	[m <sup>3</sup> /s]	Průtok
<b>r</b>	[m]	poloměr
<b>R<sub>p</sub></b>	[-]	vazbová matice hmotnosti



$S$	$[m^2]$	plocha zdroje hluku
$t$	$[s]$	čas
$T, \vartheta$	$[K], [^{\circ}C]$	teplota vzduchu
$TL$	$[dB]$	přenosová ztráta
$v$	$[m/s]$	akustická rychlost
$W_{in}$	$[W]$	akustický výkon na vstupu do tlumiče
$W_{tr}$	$[W]$	akustický výkon na výstupu z tlumiče
$x, y, z$	$[-]$	souřadnice
$\lambda$	$[m]$	vlnová délka
$\rho$	$[kg/m^3]$	hustota
$\varphi$	$[-]$	fázový posuv
$\varphi_v$	$[-]$	vlastní vektor
$\omega$	$[s^{-1}]$	úhlová frekvence
$\mathbf{p}, \dot{\mathbf{p}}, \ddot{\mathbf{p}}$	$[-]$	vektory akustických tlaků v uzlech sítě a jejich první a druhá časová derivace
$\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{u}}$	$[-]$	vektory posuvů, rychlostí a zrychlení v uzlech sítě struktury